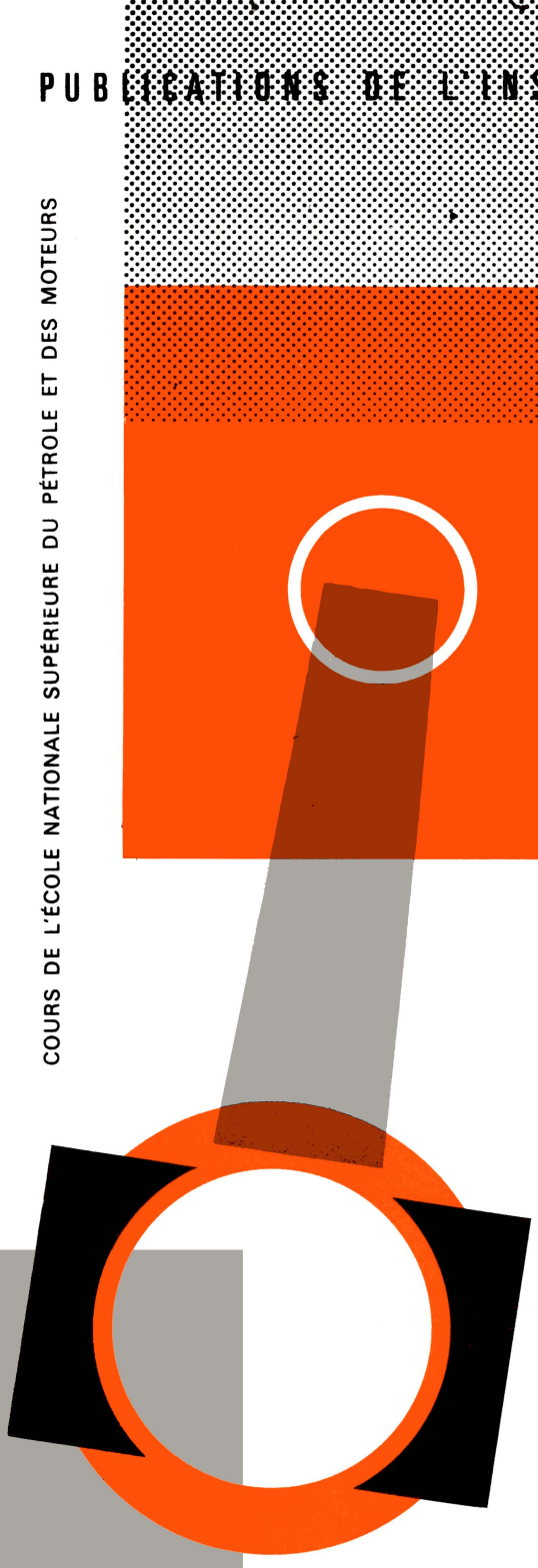
PUBLICATIONS DE L'INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE

COURS DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DU PÉTROLE ET DES MOTEURS

Tome 1

RAYMOND BRUN

SCIENCE ET TECHNIQUE DU MOTEUR DIESEL INDUSTRIEL ET DE TRANSPORT



SOCIÉTÉ DES ÉDITIONS TECHNIP

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
MINISTÈRE DE L'INDUSTRIE ET DU COMMERCE

DIRECTION DES CARBURANTS

INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE

ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DU PÉTROLE
ET DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

CENTRE D'ÉTUDES SUPÉRIEURES
DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE
ET DES APPLICATIONS DES PRODUITS DU PÉTROLE

SCIENCE ET TECHNIQUE
DU MOTEUR DIESEL INDUSTRIEL ET DE TRANSPORT

par **RAYMOND BRUN**

Ingénieur E.C.P. et E.N.S.P.M.
Chef des études de locomotives à moteurs thermiques
de la S. N. C. F.
Président de la 11e Section technique
de la Société des Ingénieurs de l'Automobile (S.I.A.)

Préface de PAUL DUMANOIS

SOCIETE DES EDITIONS TECHNIP . 7 . rue Nélaton . PARIS XVe

© 1961
INSTITUT FRANÇAIS DU PETROLE
ET SOCIETE DES EDITIONS TECHNIP

PRÉFACE

M. R. BRUN, Ingénieur de l'Ecole centrale des arts et manufactures et de l'Ecole nationale supérieure du pétrole et des moteurs est actuellement Chef des études de locomotives à moteurs thermiques de la S.N.C.F.

Ses fonctions consistent à analyser le fonctionnement des machines en service, à suivre les essais, à faire la synthèse des observations ainsi recueillies pour orienter les décisions de la direction de la S.N.C.F.

Il est l'auteur de travaux personnels sur la filtration de l'air saharien et créateur d'une méthode d'homologation des huiles dopées recommandée par l'Union internationale des chemins de fer, travaux qui lui ont valu la croix de chevalier dans la promotion internationale de l'ordre du Mérite pour la recherche et l'invention.

Il est Président de la section technique "Utilisation du moteur" de la Société des ingénieurs de l'automobile et Président de la Commission internationale pour l'étude de la lubrification des générateurs à pistons libres.

En 1955, l'Ecole nationale supérieure des moteurs est devenue une option de l'Ecole nationale supérieure du pétrole et des moteurs dans le cadre de l'Institut français du pétrole. En même temps, je m'occupais de me trouver un successeur plus jeune pour l'enseignement du moteur diesel. Fidèle à la doctrine que j'ai suivie depuis que j'ai créé l'Ecole des moteurs en 1931 et qui consiste à prendre comme professeurs dans une école de spécialisation technique des hommes qui vivent la technique qu'ils enseignent, je choisis M. BRUN et c'est le cours qu'il professe qui fait l'objet du présent volume.

Le chapitre premier baptisé "Tour d'horizon" montre que les conditions de puissance massique, d'encombrement, d'utilisation ont conduit à diviser les moteurs diesel en deux grandes classes : les moteurs à combustion interne lente et ceux à combustion rapide. Les deux grandes sources d'usure et d'avaries sont les phénomènes thermiques et les vibrations : elles agissent de façon différente pour les deux catégories de moteurs.

Le chapitre II qui a pour titre "Considérations préalables" comporte d'abord un rappel sur le nombre normal et les séries Renard et ensuite des considérations sur les tolérances, les jeux et les ajustements.

Il comporte un rappel de notions trop souvent négligées par les ingénieurs

qui oublient que la normalisation a pour conséquence des facilités de construction, d'entretien et, partant, des économies de prix de revient et d'exploitation.

Le chapitre III est consacré aux problèmes thermiques. Il fait l'analyse de la combustion et de l'inflammation. Il montre qu'elle dépend de la formation des peroxydes et que la vitesse d'oxydation croît avec le nombre d'atomes de carbone contenus dans la molécule.

Le chapitre IV traite de la suralimentation. Il étudie les performances possibles par l'emploi de turbines alimentées, soit par des bouffées d'échappement, soit par une pression constante, et les conditions d'emploi des deux solutions.

Le chapitre V analyse les performances du moteur à deux temps par rapport au moteur à quatre temps, tant au point de vue fatigue thermique que puissance massique et encombrement.

Le chapitre VI étudie les systèmes d'injection, le fonctionnement des pompes, leur calage et les problèmes de pulvérisation.

Le chapitre VII s'occupe des pistons et des segments. Il faut reconnaître que le rôle qu'ils ont à remplir : assurer l'étanchéité d'un volume variable dans l'espace et dans le temps pose un certain nombre de problèmes, de la solution desquels dépend l'endurance du moteur : graissage, refroidissement, conditions de combustion, structure des matériaux, fluage et fatigue.

Dans le chapitre VIII est traitée la technologie des culasses et des soupapes.

Je n'ai fait ci-dessus que résumer la table des matières, mais ce qui caractérise cet ouvrage c'est le principe même qui a guidé l'auteur. Il a voulu faire une œuvre pratique et immédiatement utilisable dans un bureau d'études ou un service d'exploitation ou d'entretien. Toutes les démonstrations théoriques sont accompagnées de calculs numériques dans les différents cas, qui constituent un guide précieux. Il utilise rationnellement les lois de la similitude mécanique en montrant les dangers que présente un emploi abusif. A chaque occasion, il insiste sur les différences entre le moteur diesel et le moteur à allumage commandé. En ce qui concerne la partie purement technologique il ne se contente pas d'indiquer les matériaux les plus convenables, mais il expose les raisons de leur choix avec un rappel de leur structure.

En un mot, c'est un travail fait par un Ingénieur, ayant l'expérience et le sens pédagogique, pour les ingénieurs qui se consacrent au moteur diesel et à ses applications. Je puis témoigner des heureux résultats obtenus avec les ingénieurs-élèves de l'Ecole des moteurs à combustion interne.

La rédaction est claire et intéressera tous ceux qui s'intéressent aux problèmes énergétiques, car le moteur diesel est encore, et pour longtemps, une solution qui n'est pas à son apogée.

P. DUMANOIS

AVANT-PROPOS

Dans ce travail, où j'ai mis le meilleur de moi-même, beaucoup de bonnes choses sont dues à ceux que j'ai eu l'honneur et le plaisir d'avoir pour collaborateurs et dont le dévouement à l'équipe et au métier m'ont été chaque jour un réconfort et un exemple.

Je tiens également à remercier :

- Mes chefs qui m'ont permis de faire part de l'expérience acquise ;
- Mes amis qui m'ont réservé leurs conseils ;
- Tous ceux qui m'ont fait l'honneur de ne pas me ménager leurs critiques.

R. B.

LES QUATRE POINTS DE DESCARTES

"Le premier eſtoit de ne recevoir jamais aucune choſe pour vraye, que je ne la connuſſe évidemment eſtre telle : c'eſt à dire, d'éviter ſoigneuſement la Précipitation, & la Prévention, & de ne comprendre rien de plus en mes jugements que ce qui ſe préſenteroit ſi clairement & ſi diſtinctement à mon eſprit, que je n'euſſe aucune occaſion de le mettre en doute.

"Le ſecond, de diviſer chaſcune des difficultez que j'examinerois en autant de parcelles qu'il ſe pourroit, & qu'il ſeroit requis pour les mieux reſoudre.

"Le troiſieſme, de conduire par ordre mes penſées, en commençant par les objets les plus ſimples, & les plus ayſez à connoiſtre, pour monter peu à peu comme par degrez juſques à la connoiſſance des plus compoſez : et ſuppoſant meſme de l'ordre entre ceux qui ne ſe précèdent point naturellement les uns les autres.

"Et le dernier, de faire partout des dénombrements ſi entiers, & des reveues ſi générales, que je fuſſe aſſuré de ne rien omettre".

Discours de la Méthode

"La pratique la plus parfaite procède de la théorie la mieux pensée."

(Réaumur)

Table des matières

	Pages
Préface	III
Avant-propos	V
Table des matières	VII
Tableau des notations adoptées	XII
Tableau des sigles utilisés en bibliographie	XIV

VOLUME I

PREMIERE PARTIE

GENERALITES

Chapitre I

	Pages
TOUR D'HORIZON	1
A.- Point de vue de l'ingénieur d'études	1
B.- Point de vue du chef de fabrication	22
C.- Point de vue de l'utilisateur	23
a) Possibilités d'installation	24
b) Prix d'achat	24
c) Prix de revient du service assuré	24
Bibliographie	29
Annexe.- Rappel de lois fondamentales de la similitude	31

Chapitre II

CONSIDERATIONS PREALABLES	35
A.- Notion de nombre "normal"	35
B.- Tolérances et jeux	37
C.- Etats de surface et rodage	50
Bibliographie	59

DEUXIEME PARTIE

LES PROBLEMES THERMIQUES

Chapitre III

LA COMBUSTION 63

Caractères généraux de la combustion dans les moteurs thermiques à cycle alternatif 65
Etude de la combustion dans le moteur Diesel..... 78
Représentation mathématique de la combustion 80
Esquisse de l'évolution du processus thermodynamique 83

1. Calcul de δ. Variations des températures maximales du cycle 86
2. Variations des pressions maximales du cycle 91
3. Caractéristiques du point 5 (fin de détente) 93

Processus de la combustion au sein du moteur Diesel..... 97

a) Le délai d'inflammation 97
b) La phase de combustion explosive 99
c) La phase de combustion diffusante 105

Réalisation de la combustion 109

Bibliographie..... 124

Chapitre IV

LA SURALIMENTATION DES MOTEURS DIESEL ... 125

La suralimentation du moteur 4 temps 141

Suralimentation par turbosoufflante mue par les gaz d'échappement 141
Procédés mis en œuvre pour la récupération de l'énergie 145

a) Procédé à ondes de pression 145
b) Procédé à pression constante..... 147

Courbes de couple d'un moteur suralimenté 151

Caractéristiques d'une turbosoufflante 159
Divers types de suralimentations 167

Les collecteurs d'échappement 176

Limites de la suralimentation 177

Rendement d'un moteur suralimenté 183

Suralimentation par soufflante volumétrique entraînée mécaniquement 183

Bibliographie 188

Chapitre V

LE MOTEUR 2 TEMPS 191

Le balayage 198

Choix du type de compresseur d'air 198

Choix du mode de balayage 201

A. Moteurs à balayage transversal 201
B. Moteurs à balayage équicourant 205

Discussion du choix du type de balayage 211

La suralimentation du moteur 2 temps 227

Comparaison entre le moteur 2 temps suralimenté et le moteur 4 temps suralimenté 253

Bibliographie 253

Chapitre VI

LE SYSTEME D'INJECTION 255

A. - La pompe d'injection 255
B. - L'injecteur 263

Rôle des paramètres de construction et de réglage 267

C. - Fonctionnement hydrodynamique schématique de l'ensemble pompe-tuyauterie-injecteur 271

1. Poussée de refoulement 271
2. Influence de l'injecteur 272

Bibliographie 282

Chapitre VII

PISTONS ET SEGMENTS 285

A. - Le piston 285

Dimensionnement du piston 287
Dessin du piston 289
Etude de détail d'un piston non refroidi 298
Détermination définitive d'un piston 315

Examen d'un piston usé 315
Le piston du moteur 2 temps 317

B.- Les segments 323

Principe du calcul des segments. Application aux segments d'étanchéité 327

Segments d'étanchéité 330

Segments racleurs 333

Bibliographie 336

Annexe.- Spécification pour la fourniture des segments en fonte (projet) 339

Chapitre VIII

LES SOUPAPES ET LA CULASSE 347

Dessin général des soupapes 347
Dessin général de la culasse 355
Etude de détail des soupapes 357
Etude de détail de la culasse 366

Contact tête de soupape-culasse 366

Défauts communs aux soupapes d'admission et d'échappement 368
Avaries de soupapes 368
Collecteurs d'admission et d'échappement 370

Bibliographie 371

VOLUME II

TROISIEME PARTIE

LES PROBLEMES MECANIQUES

Chapitre IX. - CONTRAINTES ; FATIGUE ; USURE
Chapitre X. - ARCHITECTURE DU MOTEUR
Chapitre XI. - LA BIELLE
Chapitre XII. - LE VILEBREQUIN

VOLUME III

Chapitre XIII. - LES COUSSINETS
Chapitre XIV. - ARBRE A CAMES. DISTRIBUTION

QUATRIEME PARTIE

LES AUXILIAIRES

Chapitre XV. - LE REFROIDISSEMENT
Chapitre XVI. - LA LUBRIFICATION
Chapitre XVII. - LE LANCEMENT
Chapitre XVIII. - LA REGULATION

CINQUIEME PARTIE

LES MACHINES DIESEL A PISTONS LIBRES

TABLEAU DES NOTATIONS ADOPTEES

Valeurs	Symbole	Dimension
Masse	M, m	M
Longueur	L, l	L
Alésage	D	
Course	C	
Diamètre	d	
Rayon	R ou r	
Rayon de giration	ρ	
Temps	T, t	T
Température	Θ	Θ
Vitesse linéaire	U, u	LT^{-1}
Vitesse de rotation $\frac{\text{tours}}{\text{minute}}$	N	T^{-1}
$\frac{\text{radians}}{\text{seconde}}$	ω	
Fréquence	$\mathscr{F}$	
Accélération	Γ, γ	LT^{-2}
Accélération de la pesanteur	g	
Surface	S, s	L^2
Volume	V, v	L^3
Volume cylindrée	$\mathscr{V}$	
Débit (en volume)	$\mathscr{D}$	L^3T^{-1}
Poids	$\vec{P}$, $\vec{p}$	MLT^{-2}
Force	$\vec{F}$, $\vec{f}$	
Réaction	$\vec{R}$, $\vec{r}$	
Poids volumique	$\bar{\omega}$	$ML^{-2}T^{-2}$
Moment d'inertie	I	ML^2
Pression	P, p	$ML^{-1}T^{-2}$
Pression de combustion	P_c	
Pression effective	P_e	
Pression indiquée	P_i	
Pression moyenne effective	p_{me}	
Pression moyenne indiquée	p_{mi}	
Limite apparente d'élasticité	R_e	
Charge de rupture	R	
Module d'élasticité longitudinal	E	
Module d'élasticité transversal	G	
Contraintes d'origine mécanique	σ	
Flexion	σ_f, σ_φ	
Compression	σ_c	
Torsion	σ_τ	
Cisaillement	σ_χ	
Thermique	τ	

Valeurs	Symbole	Dimension
Raideur	$\mathcal{R}$	MT^{-2}
Energie interne	$\mathcal{U}$	ML^2T^{-2}
Energie cinétique	$\mathcal{E}$	
Energie calorifique	Q, q	
Travail	W, $\mathcal{T}$	
Enthalpie (ou potentiel dynamique)		
Couple	$\mathcal{C}$	
Moment de flexion	$\mathcal{M}_f$	
Moment de torsion	$\mathcal{M}_T$	
Puissance	$\mathcal{P}$	ML^2T^{-3}
Flux thermique	$\frac{dQ}{dt}$	
Entropie		$ML^2T^{-2}\theta^{-1}$
Chaleur spécifique	q_s	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$
Chaleur spécifique des gaz à pression constante	c_p	
Pouvoir calorifique	H	
d'une masse		L^2T^{-2}
d'un volume		$ML^{-1}T^{-2}$
Coefficient de dilatation thermique	α	Θ^{-1}
Coefficient de conductivité thermique	λ	$MLT^{-3}\theta^{-1}$
Coefficient de transmission thermique	h	$MT^{-3}\theta^{-1}$
Viscosité dynamique	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Viscosité cinématique	ν	L^2T^{-1}

Nombres sans dimension

Δ = Dureté
N = Nombre de tours
γ = Coefficient polytropique (rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constants)
ε = Rapport de compression volumétrique
η = Rendement
μ = Coefficient de Poisson
$= \frac{E}{2G} - 1$
ξ = Excentricité relative
$\chi = \frac{C}{D} = \frac{\text{course}}{\text{alésage}}$
ψ = Jeu relatif entre arbre et logement
Ψ = Nombre de Sommerfeld

TABLEAU DES SIGLES UTILISES EN BIBLIOGRAPHIE

A. T. Z. - Automobiltechnische Zeitschrift.

C. I. M. A. C. - Congrès International des Moteurs à Combustion Interne.

F. I. S. I. T. A. - Fédération internationale des Sociétés d'Ingénieurs et Techniciens de l'Automobile.

G. A. M. I. - Groupement pour l'Avancement de la Mécanique Industrielle.

I. M. E. - Institution of Mechanical Engineers (Londres).

I. F. P. - Institut Français du Pétrole.

M. T. Z. - Motortechnische Zeitschrift.

S. A. E. - Society of Automotive Engineers (New York).

S. I. A. - Société des Ingénieurs de l'Automobile.

S. T. A. - Société des Techniciens de l'Automobile (Espagne)

U. T. A. C. - Union technique de l'automobile et du cycle.

V. D. I. - Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure.

PREMIERE PARTIE

GENERALITES

Chapitre I

TOUR D'HORIZON

La raison d'être d'un moteur étant de fournir de la puissance , la valeur de la puissance utile caractérise, en première analyse, tout moteur.

La puissance étant le travail fourni par unité de temps, la puissance (ML^2T^{-3}) d'un moteur à régime cyclique est le produit du travail développé par cycle ou couple (ML^2T^{-2}) par le nombre de fois que ce cycle se reproduit par unité de temps (T^{-1}).

Rappelons que le travail accompli par une force de direction x et de grandeur constante appliquée à un solide mobile autour d'un axe est égal au produit de cette force (ML_xT^{-2}) par la distance (L_ρ) de cette force à l'axe multipliée par l'angle α dont le solide a tourné (angle exprimé en radians, valeur sans dimension)($L_\rho \cdot \alpha = L_x$). Un travail, un moment, un couple possèdent donc la même formule de dimension ; alors que le travail s'exprime en kilogrammes par mètre, le moment s'exprime en mètres par kilogramme.

La puissance d'un moteur Diesel est le produit du travail développé par la combustion des n milligrammes de combustible injectés par coup de pompe d'injection par le nombre de ces coups de pompe par seconde.

Pour faire varier la puissance d'un tel moteur, il faut donc agir soit sur l'un, soit sur chacun de ces deux facteurs, lesquels constituent les paramètres fondamentaux du fonctionnement du moteur Diesel et en commandent la régulation (voir chapitre XVIII).

Remarquons tout de suite que pour obtenir une augmentation de la puissance il est plus intéressant, économiquement parlant, de recourir à l'augmentation de la vitesse,accroissement qui, dans une certaine mesure, n'impose pas de modifications structurales du moteur.

°
° °

Dans le domaine du moteur Diesel (comme dans tous les domaines intellectuels d'ailleurs) tout problème, surtout s'il met en cause plusieurs paramètres, peut et doit être examiné de divers points de l'horizon.

Considérons le cas d'un moteur Diesel de 1 000 chevaux, 4 temps.

Ce concept doit être examiné sous divers points de vue :

A) Point de vue de l'ingénieur d'études.
B) Point de vue du chef de fabrication.
C) Point de vue de l'utilisateur.

A. - POINT DE VUE DE L'INGENIEUR D'ETUDES

Un premier examen, s'inspirant de réalisations récentes ayant fait leurs preuves, peut l'amener aux principes de solution suivants, en version " suralimenté " :

Nombres de cylindres	n	5 en L	6 en L	8 en L ou en V	12 en V	16 en V
Alésage (mm)	D	320	270	230	180	150
Course (mm)	C	390	360	280	190	165
Nombre de tr/mn	N	625	750	1 000	1 500	1 800
Cylindrée (litres)	$\mathcal{V}$	157	123,5	93	58	47

Pour ces moteurs, apparemment très différents entre eux, les

valeurs des critères majeurs de fonctionnement, soit la vitesse moyenne de piston et la pression moyenne effective, sont équivalentes:

Vitesse moyenne de piston (m/s) $\frac{CN}{30 . 10^3} = U$	8,1	9	9,3	9,5	9,9
Pression moyenne effective (p.m.e. $\frac{\pi D^2}{4} . C . \frac{N}{60} . \frac{1}{2} . n = \mathcal{P}$) $\frac{900\ \mathcal{P}}{\mathcal{V} . N} = p_{me}$ (kg/cm^2)	9,2	9,7	9,7	10,3	10,6

Il est loisible de trouver d'autres critères typiques dont les valeurs sont équivalentes. Par exemple :

Diamètre maneton / alésage	$\frac{215}{320}$=0,672	$\frac{180}{270}$=0,675	$\frac{150}{220}$=0,655	$\frac{120}{180}$=0,666	$\frac{100}{150}$=0,666
Vitesse périphérique de maneton (m/s)	7	7,05	7,75	9,42	9,40
Cylindrée-minute $\mathcal{V} \times \frac{N}{2}$ (m^3/mn)	49,4	46,5	46,5	43,5	42,3
Quantité de combustible injecté(1) (g/m^3 d'air aspiré)	54	57,5	57,5	61,2	63,1
Vitesse moyenne de remplissage d'air (m/s) (critère du ρ volumétrique)	80 (1 soup.)	70 (1 soup.)	75 (1 soup.)	65 (2 soup.)	61 (2 soup.)

(1) En tablant sur une consommation spécifique de 160 g/ch.h. On doit noter, à ce sujet, que, pour une même vitesse de piston, un même rendement volumétrique et un même rapport air/ combustible, la pression moyenne indiquée est proportionnelle au rendement thermique. Les pertes de chaleur étant plus faibles avec les gros alésages, leur rendement thermique est plus élevé et la consommation spécifique plus faible.

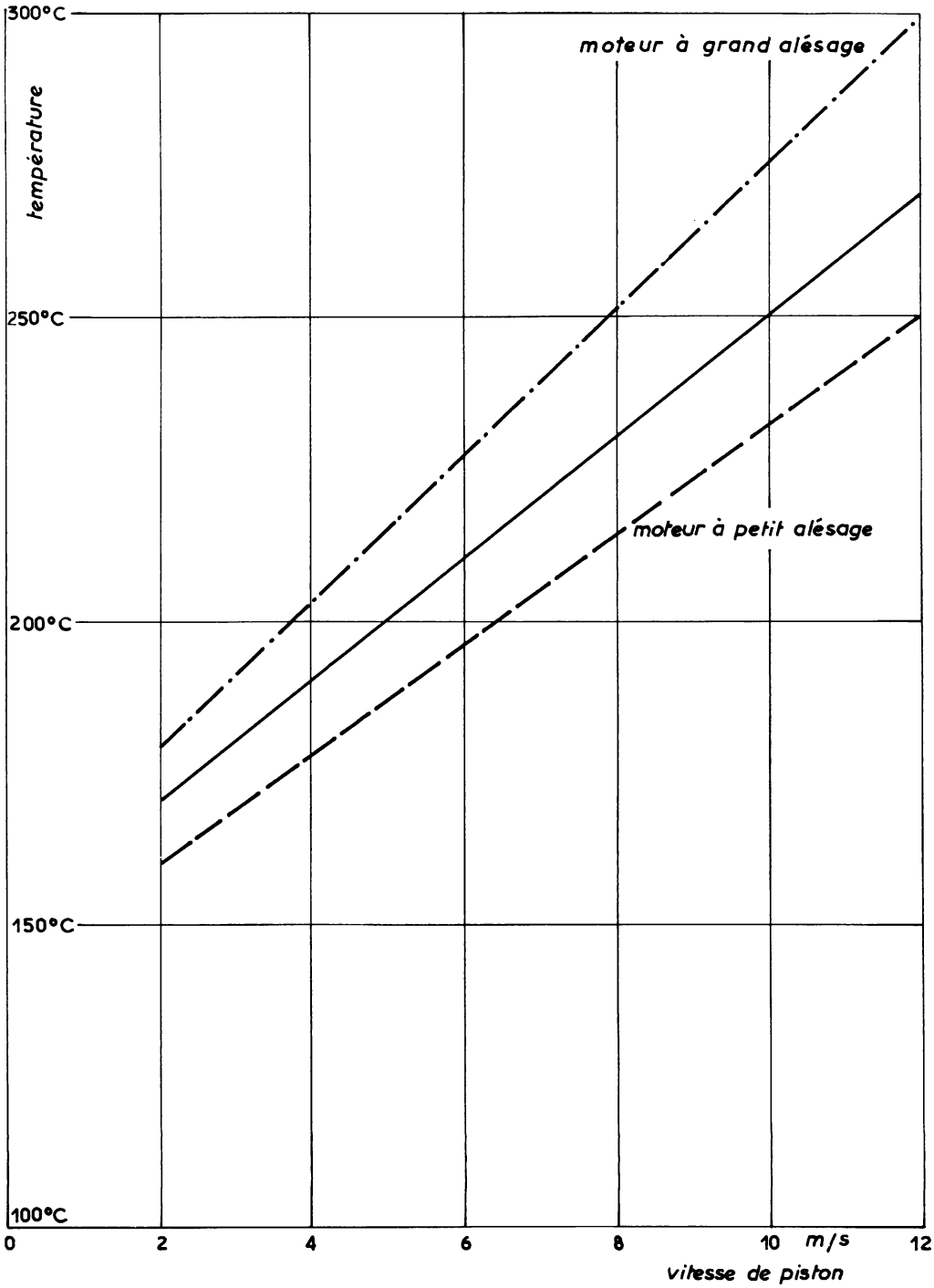


Fig. I.1a.- Températures de haut de cylindres mesurées sur des moteurs semblables fonctionnant à la même p.m.e. pour différentes vitesses de piston. (Journal S.I.A. 1952)

Ces divers moteurs procèdent d'une même conception ; les dimensions linéaires de leurs principaux organes variant à peu près linéairement avec l'alésage, ces moteurs peuvent être considérés comme géométriquement semblables ; précisons d'ailleurs sans plus attendre que des moteurs peuvent être assimilés à des moteurs géométriquement semblables une fois que l'on a tenu compte de l'influence de la variation du rapport $\frac{\text{course}}{\text{alésage}}$:

1,22	1,33	1,22	1,05	1,1

Par surcroît ces moteurs construits avec les mêmes matériaux soumis à des taux de travail équivalents peuvent être considérés comme mécaniquement semblables. (Voir annexe au présent chapitre.)

Dans ces conditions :

1) Les taux de travail mécanique dus aux pressions moyennes des gaz restent les mêmes et ce tant par mm^2 de section droite de la bielle que par cm^2 de surface portante de coussinet.

2) Les pressions spécifiques sur coussinets dues aux efforts dynamiques, étant proportionnelles au carré de la vitesse du piston et indépendantes de toute autre variable, restent identiques.

En effet :

- Efforts dynamiques :

$$F = \alpha \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r \rightarrow \frac{C}{2}$$

$$\frac{\beta \frac{\pi}{4} D^3}{g} \qquad \gamma \left(\frac{\pi N}{30}\right)^2$$

$$\gamma \left(\frac{\pi}{30} \frac{30\,U}{C}\right)^2$$

$$= \frac{\alpha \beta \gamma \pi^3}{8\,g} \frac{D^{2\not{\beta}}\, U^2\, \not{C}}{\not{C}^{\not{2}}}$$

- Surfaces : $S = \delta D^2$

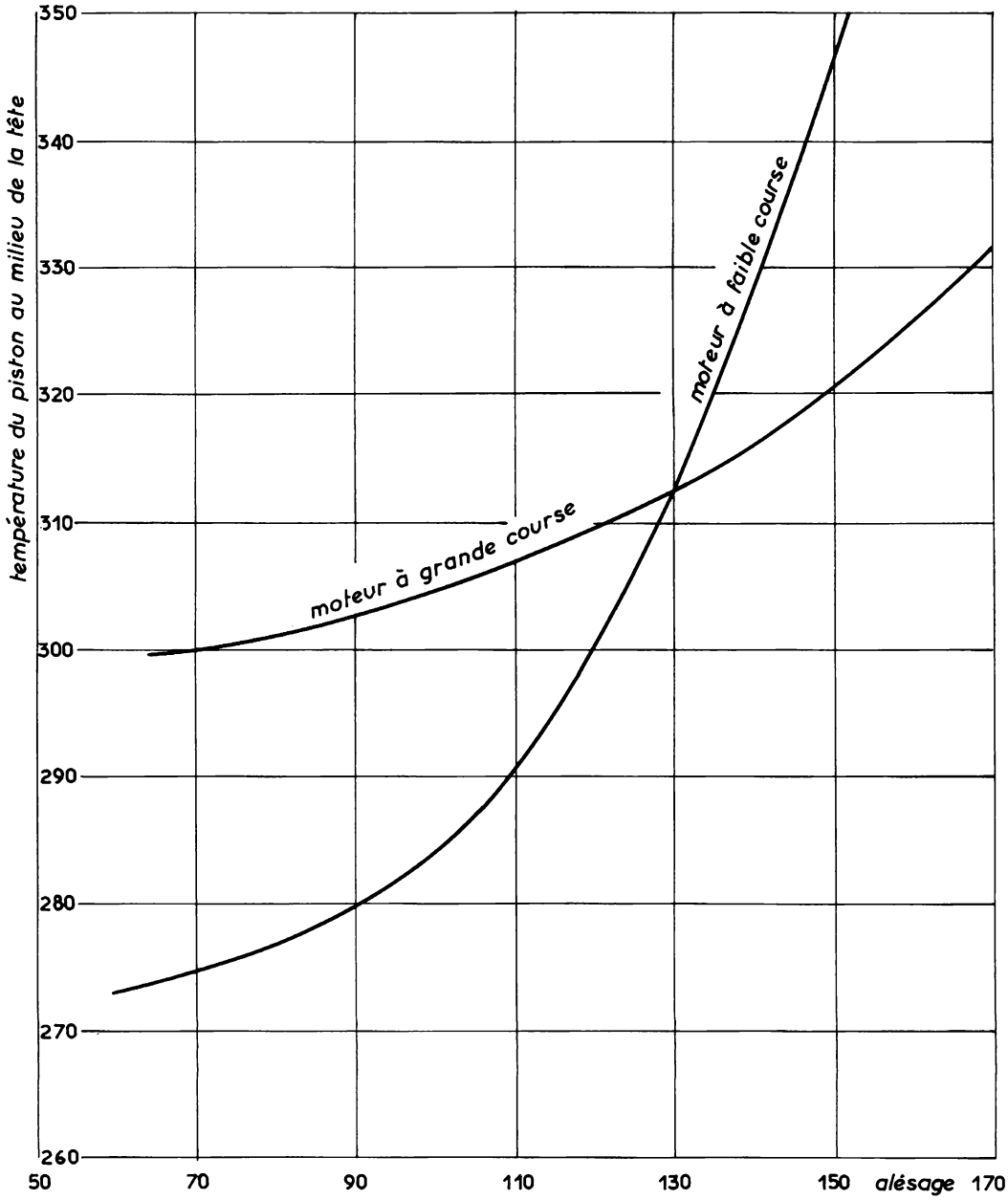


Fig. I.1 b. - Allures des variations de la température au centre de la tête du piston, à pression moyenne effective et vitesse moyenne de piston constantes pour deux valeurs du rapport alésage/course.

(M. T. Z. - Juillet 1959)

donc pressions : $\frac{F}{S} = \frac{\alpha \beta' \gamma \pi^3}{8 \delta g} U^2$

3) De leur côté, les charges thermiques de pistons, charges critiques de tout moteur, sont proportionnelles au produit de la vitesse moyenne du piston par la pression moyenne effective ; elles sont donc voisines les unes des autres :

$$\tau = K \frac{\text{puissance effective}}{\text{surface du piston}} = K \frac{\frac{\pi D^2}{4} \cdot C \cdot \frac{N}{120} \cdot p_{me}}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$= K \not{C} \frac{U.30}{120 \not{C}} p_{me} = K' U. p_{me}$$

(grandeur de la dimension $LT^{-1} . ML^{-1} T^{-2} = MT^{-3}$ = densité de flux thermique).

Remarquons que les pressions maximales de combustion croissent moins vite que les pressions moyennes effectives - ainsi que nous aurons l'occasion de le développer lors de l'étude de la suralimentation (chapitre IV) - et que, en conséquence, les taux de travail mécanique moyens sont parfaitement représentatifs de la réalité.

Par ailleurs on sait que lorsque les charges thermiques des pistons deviennent trop importantes il est courant de recourir au refroidissement interne des pistons ; de tels pistons ne sont pas justiciables de comparaisons de charges thermiques ni en valeur absolue ni en valeur relative, l'action du refroidissement étant éminemment variable suivant la technique adoptée.

Ceci étant précisé, on note que, à aucun moment, il n'est fait état de la vitesse de rotation. Il est d'ailleurs un fait que dans les bureaux d'études on ne se base pas sur ce critère pour déterminer si un moteur est lent ou rapide : seule la vitesse moyenne de piston y est adoptée comme critère de vitesse spécifique de moteur.

Il importe également de ne pas perdre de vue que dans une série de machines ou organes géométriquement semblables, composés des mêmes matériaux et exposés à des flux de chaleur homothétiques, les contraintes thermiques créées dans chaque pièce sont proportionnelles à la différence des températures régnant entre deux points géométriquement homologues.

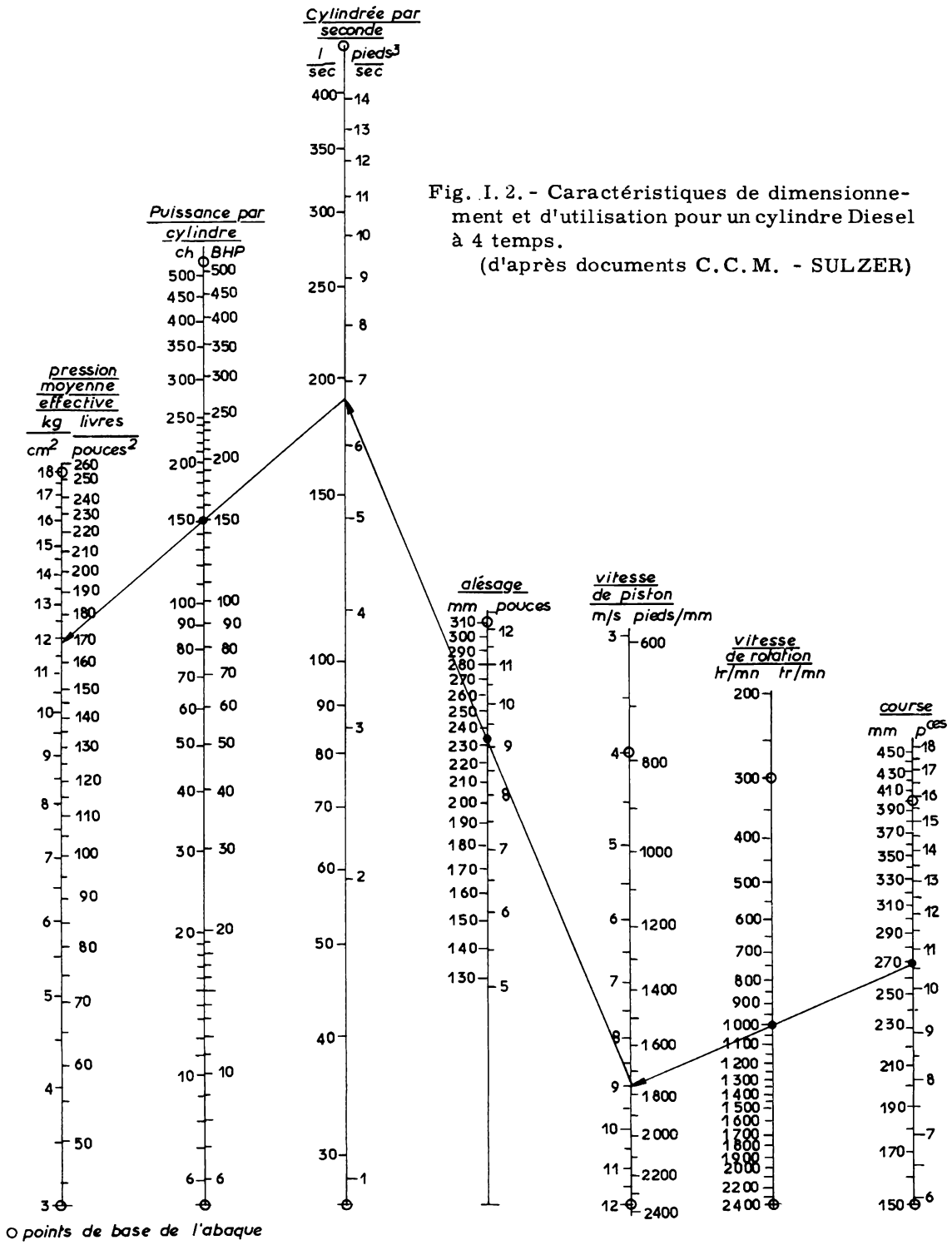


Fig. I. 2. - Caractéristiques de dimensionnement et d'utilisation pour un cylindre Diesel à 4 temps.
(d'après documents C.C.M. - SULZER)

Effectivement la contrainte qui, dans un moteur thermique, s'avère souvent la plus pernicieuse est la contrainte thermique locale due au gradient de température.

On sait que le coefficient de transmission de chaleur entre un corps solide et un fluide dépend de la forme géométrique, du nombre de Reynolds local et du nombre de Prandtl ; dans notre cas, les fluides étant identiques d'un moteur à l'autre, les nombres de Prandtl sont les mêmes.

En supposant homologues les formes géométriques, les nombres de Reynolds locaux seront fonctions du nombre de Reynolds de référence. Considérons l'ensemble (cylindre + piston + gaz de combustion + eau de refroidissement) de deux moteurs géométriquement semblables. Pour que les nombres de Reynolds, proportionnels au flux passant par unité de temps dans l'unité de surface et à l'alésage, soient les mêmes il faudrait pour connaître les mêmes coefficients de transmission de chaleur que les vitesses de piston soient inversement proportionnelles à l'alésage. Cet impératif constitue un handicap considérable à l'encontre des moteurs à grand alésage (fig. I. 1a) et ce d'autant plus que le rapport $\frac{C}{D}$ est plus faible (fig. I. 1 b). En réalité la situation se présente mieux que le calcul ne le laisserait craindre du fait que :

- Dans le cas des échanges brefs, la quantité de chaleur cédée par les gaz aux parois est proportionnelle non pas au temps mais à la racine carrée du temps ;
- Les échanges de chaleur par unité de surface et par unité de temps décroissent quand croissent les dimensions de l'alésage, par suite de l'augmentation des nombres de Reynolds locaux ;
- Il est possible, rappelons-le, de refroidir intérieurement les pistons ;
- L'épaisseur relative des chemises décroît quand croît l'alésage;
- Dans le cas de moteurs suralimentés, le balayage évacue dans les gaz d'échappement des calories d'autant plus nombreuses que, toutes choses égales par ailleurs, l'air est au préalable plus refroidi ;
- La circulation d'un débit donné d'eau par cheval au sein d'un bâti de moteur à grand alésage s'effectue avec moins de perte de charge et avec beaucoup plus de régularité tant dans le régime que dans la répartition des courants.

Au total, on peut valablement considérer que la vitesse moyenne du piston et la pression moyenne effective constituent les seuls critères de base caractérisant le type du moteur et il est faux de prétendre

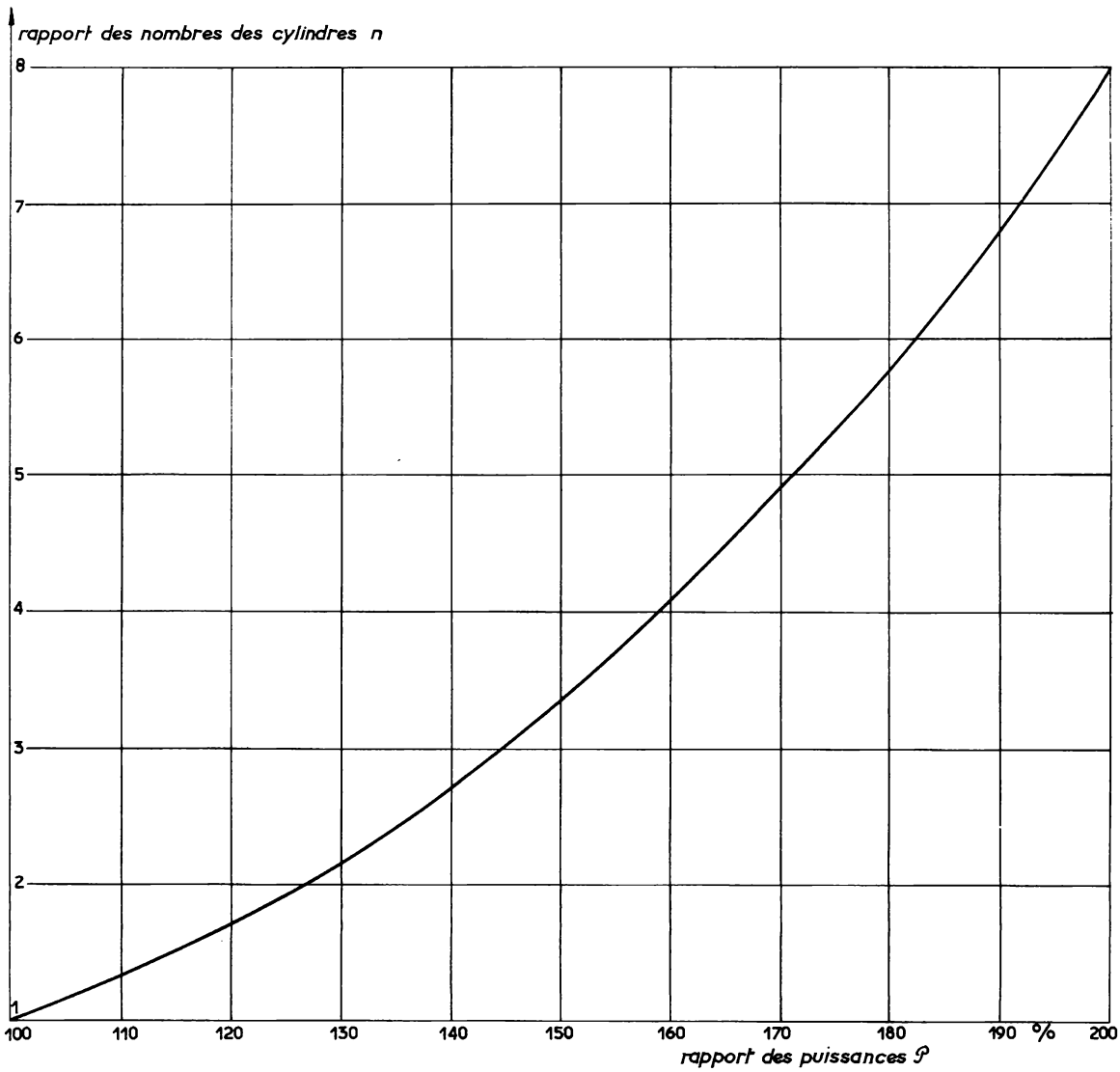


Fig. I.3a. - Augmentation de puissance par augmentation du nombre de cylindres à cylindrées totales et contraintes égales.

que les moteurs à grande vitesse de rotation sont, forcément et du fait de cette vitesse, plus poussés que les moteurs dits lents (fig. I. 2).

De là à conclure que la différence entre moteurs dits lents et moteurs dits rapides n'est qu'une vue de l'esprit chère à des personnes mal informées il n'y a qu'un pas... qu'il importe de bien se garder de franchir.

Car une différence fondamentale profonde et réelle existe, différence qui se traduit non pas, comme certains le pensent, par des différences dans les vitesses et dans les contraintes mécaniques et thermiques, mais par des différences :

- Dans les temps de combustion,
- Dans les accélérations des pistons aux points morts et, à un degré moindre, des soupapes.

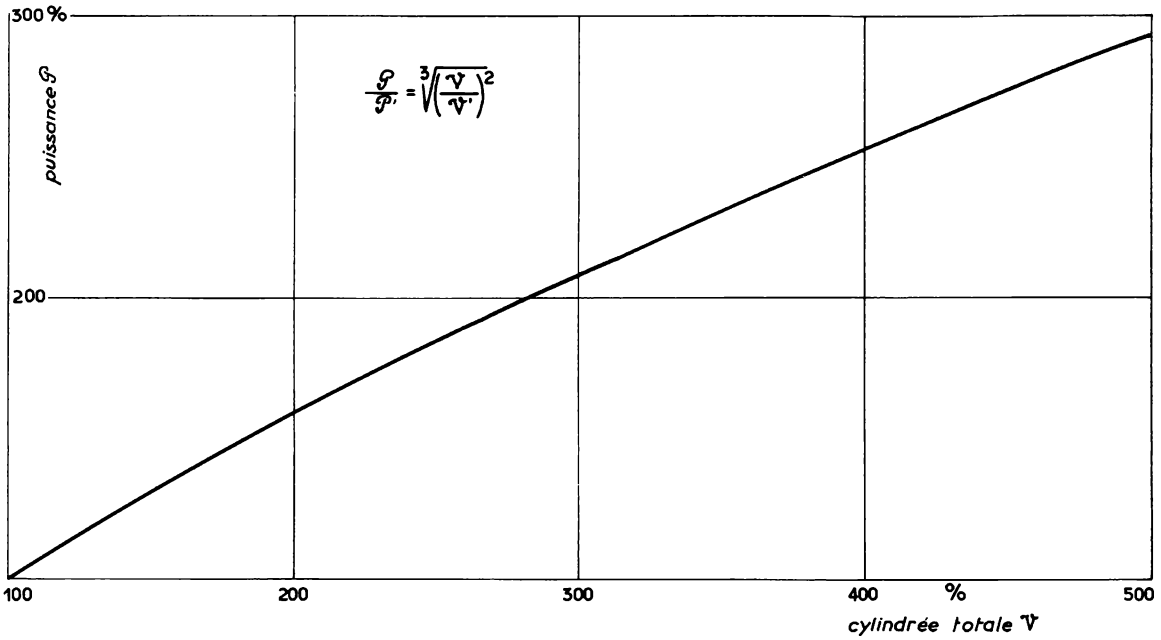
Poids de combustible injecté à chaque cycle en grammes (basé sur une consommation de 160 g/ch.h)	1,5	1,2	0,66	0,30	0,19
Durée de l'injection (environ) (s)	1/100	1/150	1/200	1/300	1/360
Durée de combustion et détente (s)	1/20	1/25	1/33	1/50	1/60
Accélération max. des pistons $\{m/s^2$	1 070	1 390	2 000	3 100	3 700
$\{g$	109	141	204	316	377
Accélération max. des soupapes $\{m/s^2$	83	131	197	275	345
$\{g$	8,5	13,4	20	28	35

Au total, il serait correct de distinguer :

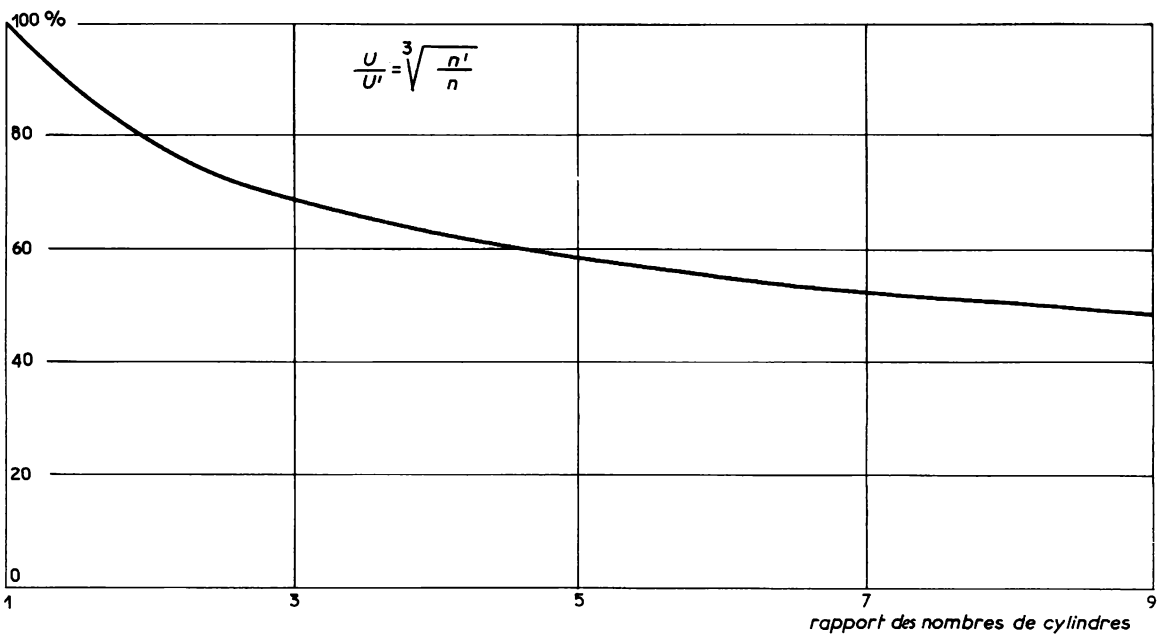
- Les moteurs à combustion interne lente
- Les moteurs à combustion interne rapide

le seuil se situant à la durée de combustion et détente de l'ordre de 1/30 de seconde.

L'ingénieur d'études ne doit pas perdre de vue qu'il assumera la responsabilité des mises au point du prototype ; celles qui concernent la combustion seront vraisemblablement d'autant plus longues, délicates et onéreuses que le moteur tournera plus vite. La difficulté



B – Augmentation de puissance en fonction de la cylindrée à nombre de cylindres constant



C – Diminution des vitesses de piston en fonction du rapport des nombres de cylindres à puissance et cylindrée totale constantes.

Fig. I.3 b et c. - Relations entre moteurs géométriquement semblables.

des recherches sera, par ailleurs, sérieusement augmentée du fait qu'un moteur rapide est destiné à fonctionner à des régimes variant depuis le ralenti à froid jusqu'à la pleine charge à chaud (voir plus loin fig. III. 2) ; ces deux états, dont les vitesses respectives sont d'autant plus éloignées l'une de l'autre que le moteur tourne plus vite, sont d'autant plus difficiles à satisfaire correctement que le couple nominal fourni par chaque cylindre est plus élevé car plus grand est alors le rapport des débits de combustible $\frac{\text{à pleine charge}}{\text{à vide}}$ que doit pulvériser l'injecteur.

De telles difficultés sont pratiquement inconnues des ingénieurs s'occupant des moteurs lents.

°
° °

Ceci étant vu, il incombe à l'ingénieur d'études de parvenir à tirer de chaque litre de cylindrée une puissance élevée avec un rendement optimal.

Puissance au litre de cylindrée : $\frac{\mathcal{P}}{\mathcal{V}}\ \frac{\text{ch}}{\text{l}}$	6,4	8,1	10,7	17,2	21,2

Pour augmenter cette puissance au litre de cylindrée, l'ingénieur d'études doit, la puissance étant le produit d'un couple (travail produit par tour) par un nombre de tours :

- Soit augmenter la pression moyenne effective (donc le couple)
- Soit augmenter la vitesse de rotation.

Mais :

- Dans la première hypothèse les contraintes thermiques et les contraintes mécaniques dans les têtes de bielle ne permettent guère d'envisager de développer plus de 15 kg/cm^2 en service continu dans les conditions actuelles de la technique.
- Dans la seconde hypothèse la vitesse moyenne des pistons ne pouvant guère dépasser 10 m/s en aspiration naturelle et 11 m/s en cas de suralimentation, il faut réduire la course donc diminuer la cylindrée unitaire et par conséquent accroître le nombre des cylindres. On trouve d'ailleurs que la puissance au litre de cylindrée est, à cylindrée totale fixée et à vitesse moyenne de piston donnée, sensiblement proportionnelle à $\sqrt[3]{n}$. En effet :

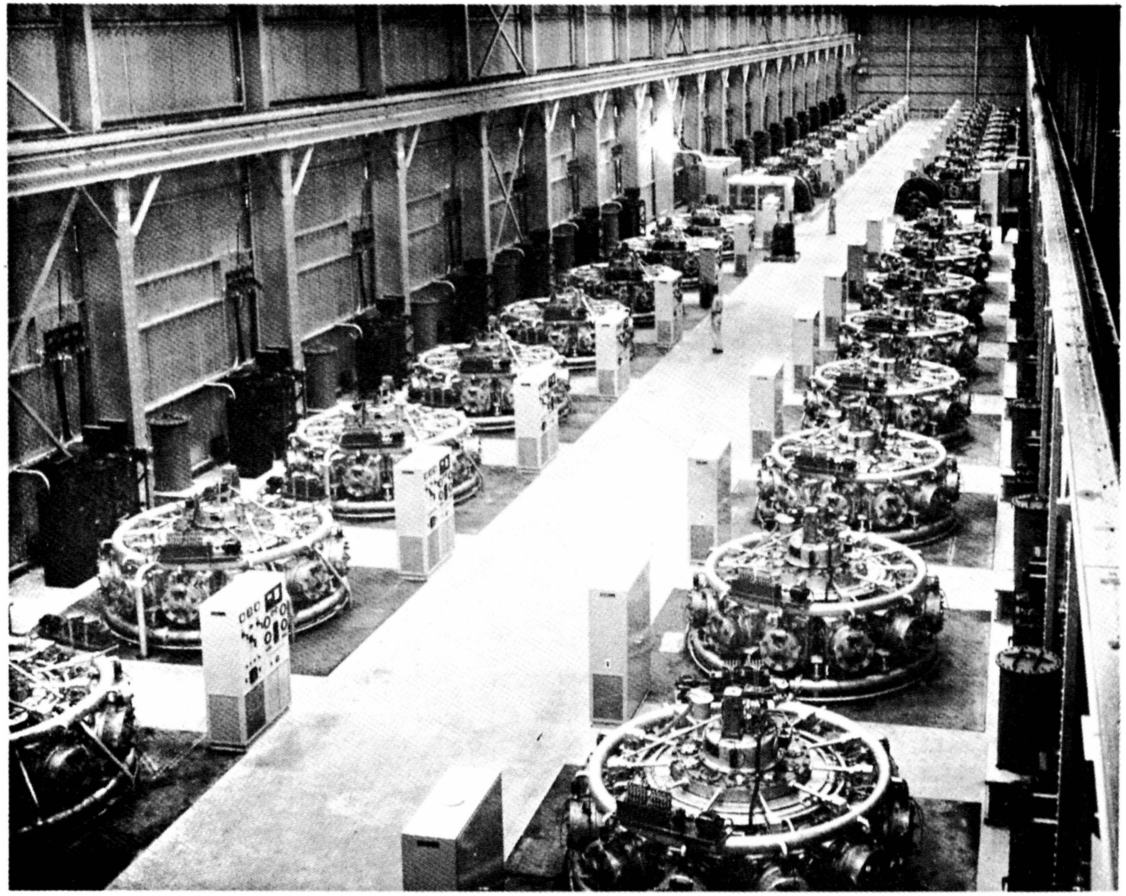


Fig. I.4.- Hall de l'Aluminium Co. of America. La surveillance des 40 moteurs de 1 600 chevaux est assumée par deux mécaniciens.

$$\mathcal{V} = n \frac{\pi}{4} D^2 C$$

Si $\chi = \frac{C}{D}$ on peut écrire :

$$\mathcal{V} = n \frac{\pi}{4} C^3 \cdot \frac{1}{\chi^2}$$

d'où :

$$C = \sqrt[3]{\frac{\chi^2 \cdot \mathcal{V}}{\frac{\pi}{4} \cdot n}}$$

Etant donné que $U = \frac{C \cdot N}{30 \cdot 10^3} = 10$ m/s , $C = \frac{30 \cdot 10^4}{N}$. On en déduit:

$$N = \frac{30 \cdot 10^4}{C} = 30 \cdot 10^4 \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot n}{4 \chi^2 \mathcal{V}}}$$

proportionnel donc à $\sqrt[3]{n}$. La puissance au litre de cylindrée étant à p.m.e. donnée proportionnelle à N est donc proportionnelle à $\sqrt[3]{n}$ (fig. I. 3a, b et c).

Ainsi, en remplaçant un moteur monocylindrique à grand alésage et faible vitesse par un moteur 8 cylindres, géométriquement semblable au précédent, de faible alésage et à grande vitesse, on peut, tout en conservant la même cylindrée totale et les contraintes mécanique et thermique, doubler la puissance développée en doublant la vitesse de rotation, la surface des pistons et des coussinets.

Mais cet accroissement du nombre n de cylindres en vue d'augmenter la puissance au litre de cylindrée peut ne pas aller sans inconvénient. En effet le contrôle périodique de l'état des injecteurs d'un moteur à faible nombre de cylindres peut s'exécuter le plus souvent dans la durée des arrêts habituels ; il peut ne plus en être de même pour un moteur à 24 cylindres. Par ailleurs la multiplicité du nombre des cylindres ne favorise pas l'efficacité de la recherche d'un incident. Il est possible d'éviter, dans une certaine mesure, les défauts inhérents à un moteur multicylindrique en le divisant en plusieurs unités, que l'on peut arrêter à tour de rôle pour effectuer les travaux d'entretien ; cette solution présente l'avantage supplémentaire de permettre d'assurer un service continu, même pendant les opérations de réparations générales puisqu'il est possible de faire appel, alors, à une unité de réserve. Deux installations de ce genre sont célèbres : la plus ancienne en date et la plus importante se trouve dans une usine

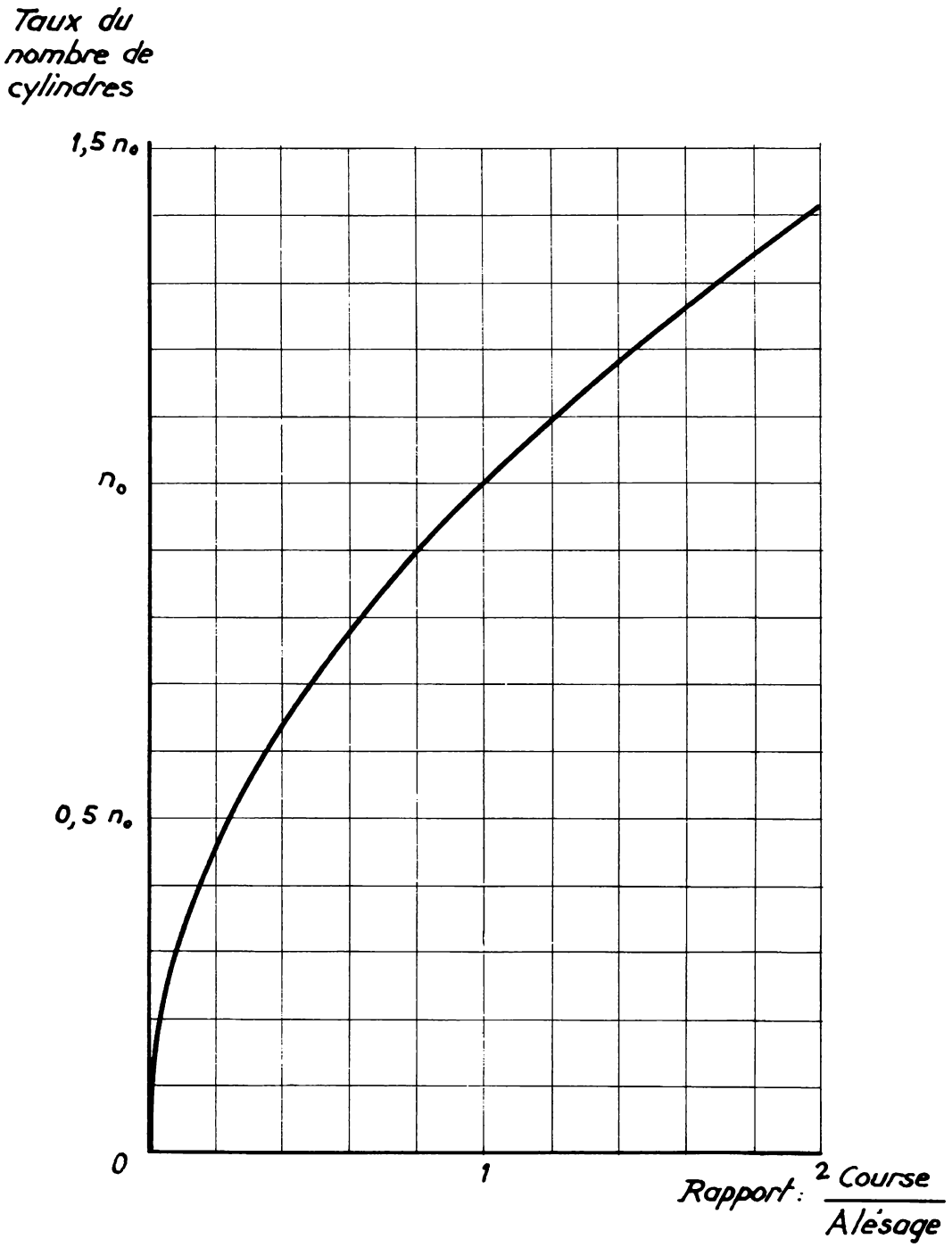


Fig. I. 5. - Variation du nombre de cylindres en fonction de χ pour N et $\mathcal{P}/\mathcal{V}$ constants.

de l'Aluminium Co. of America où la puissance de 192 000 ch est fournie par 120 moteurs de 1600 ch (Fig. I. 4), moteurs 2 temps 11 cylindres de 355 mm d'alésage et 406 mm de course tournant à 360 tours par minute pouvant être alimentés soit au fuel lourd soit au gaz naturel ; la seconde est celle d'un ferry-boat allemand où la solution, poussée plus loin au point de vue technique, consiste à fournir les 12 000 ch nécessaires à la propulsion par grosse mer au moyen de 12 moteurs de 1 000 ch, moteurs 4 temps suralimentés à 12 cylindres en V de 185 x 200, deux moteurs supplémentaires du même type assurant l'entraînement des auxiliaires de bord et la réserve.

Lorsqu'il s'avère qu'il n'est pas rentable - ou pas possible - de multiplier à ce point le nombre des cylindres et des moteurs, on peut être normalement amené à chercher à réduire le nombre des cylindres, tout en maintenant constants le nombre de tours et la charge spécifique sur les manetons. Les conditions de base sont donc alors :

$$N = C^{te} \qquad \mathcal{P} = C^{te} \qquad \mathcal{V} = C^{te}$$

(donc puissance au litre constante) et, les efforts dynamiques par unité de surface devant être conservés :

$$\frac{D^3 N^2 C}{D^2} = N^2 DC = K \tag{1}$$

Etant donné que :

$$\mathcal{V} = n \frac{F}{4} D^2 C$$

on a :

$$n = \frac{4 \mathcal{V}}{\pi \chi D^3} \tag{2}$$

D'après (1) :

$$N^2 \chi D^2 = K$$

donc :

$$D = \frac{1}{N} \sqrt{\frac{K}{\chi}} \tag{3}$$

soit d'après (2) et (3) :

$$n \text{ proportionnel à } \sqrt{\chi} \tag{4}$$

Pour la comparaison de deux moteurs A et B on peut écrire :

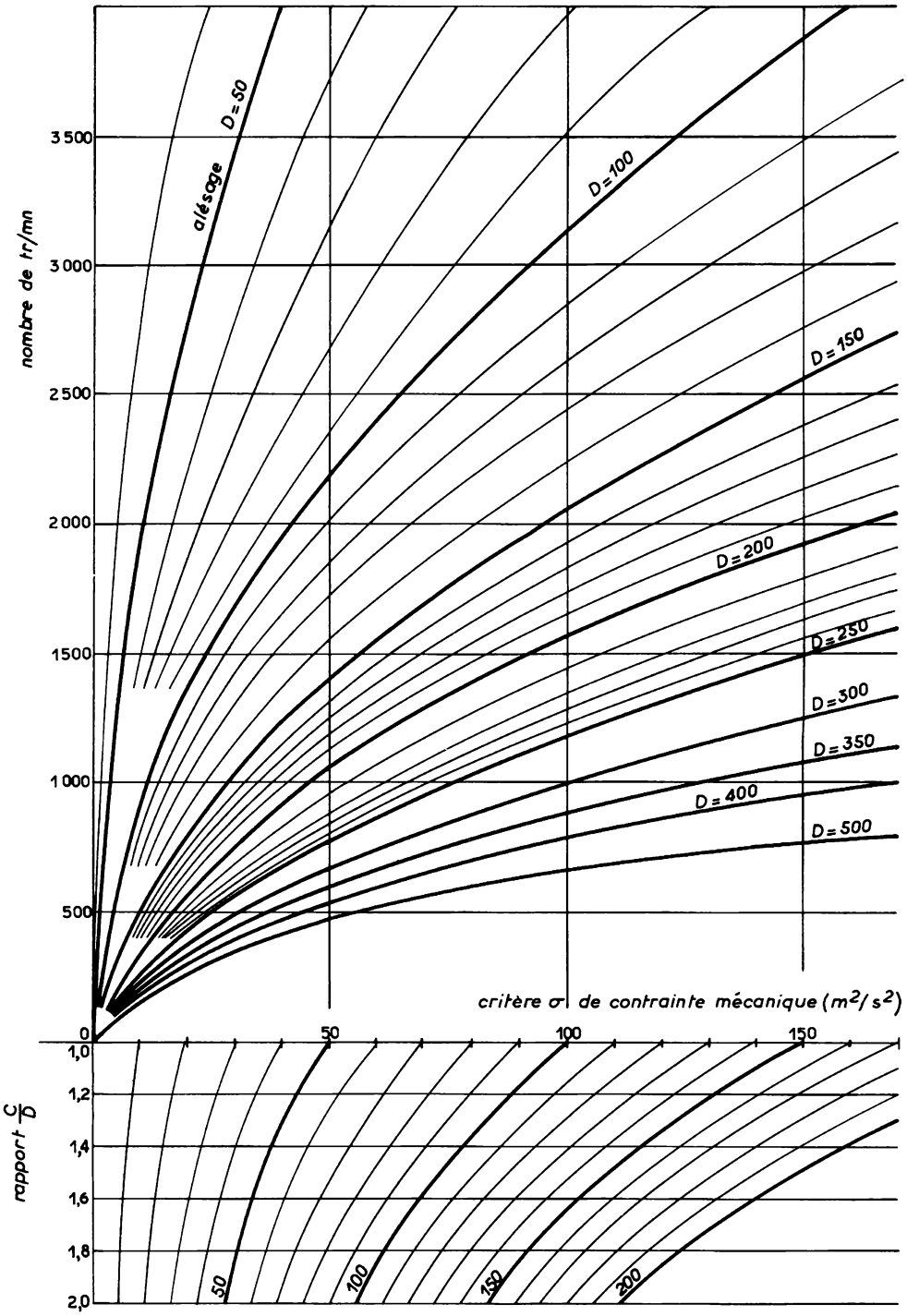


Fig. I.6.- Variation du critère de contrainte mécanique en fonction de la vitesse de rotation, de l'alésage et du rapport C/D. (M.T.Z. - Juillet 1959)

$$\frac{n_A}{\sqrt{\chi_A}} = \frac{n_B}{\sqrt{\chi_B}}$$

ou :

$$\chi_B = \chi_A \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^2$$

La figure I. 5 représente cette relation .

Partant, par exemple, d'un moteur 16 cylindres à 120 d'alésage et 196 de course soit à $\chi = 1,6$ ($n_o = \frac{16}{1,26} = 12,7$ d'après la courbe), on voit que, pour définir un 12 cylindres de même puissance tournant à la même vitesse développant la même puissance au litre de cylindrée et possédant la même charge sur les paliers, il faut choisir un alésage de 160 et une course de 144 puisque d'après la courbe on a $\chi = 0,9$ pour 12 cylindres.

Remarquons que d'après (3) et (4) :

$$n\,D = C^{te} \qquad \frac{n}{C} \text{ proportionnel à } \chi$$

$$\frac{NC}{\sqrt{\chi}} = C^{te} \qquad \text{ou} \qquad N^2 DC = C^{te}$$

Etant donné que CN est la vitesse moyenne des pistons, les contraintes dynamiques resteront constantes si l'on corrige cette vitesse en la divisant par la racine carrée du rapport $\frac{\text{course}}{\text{alésage}}$, condition que nous avons mentionnée dans le début de ce chapitre. Les charges dynamiques sur les manetons des divers moteurs 1 000 ch envisagés seront donc proportionnelles à :

48,5	54,5	64,5	77	80

Le classement est bien le même que celui obtenu par la comparaison des vitesses moyennes mais les rapports respectifs sont plus accentués.

On perçoit donc que la recherche de l'accroissement des puissances au litre de cylindrée conduit à l'adoption de moteurs hypercarrés.

Notons pour finir que si l'on fait varier indépendamment l'un de

Tableau I

Variations des principales variables caractérisant des moteurs de cylindrée totale $\mathcal{V}$, de nombre n de cylindres et de rapport course/alésage = χ différents mais présentant des contraintes mécanique et thermique égales

	Cylindrée totale constante Nbre de cylindres variable		Cylindrée totale variable Nbre de cylindres constant	
	$\frac{\text{course}}{\text{alésage}} = C^{te}$	variable	$\frac{\text{course}}{\text{alésage}} = C^{te}$	variable
Alésage $\frac{D}{D'}$	$\sqrt[3]{\frac{n'}{n}}$	$\sqrt[3]{\frac{n'}{n}\frac{\chi'}{\chi}}$	$\sqrt[3]{\frac{\mathcal{V}}{\mathcal{V}'}}$	$\sqrt[3]{\frac{\mathcal{V}}{\mathcal{V}'}\frac{\chi'}{\chi}}$
Course $\frac{C}{C'}$	$\sqrt[3]{\frac{n'}{n}}$	$\sqrt[3]{\frac{n'}{n}\left(\frac{\chi}{\chi'}\right)^2}$	$\sqrt[3]{\frac{\mathcal{V}}{\mathcal{V}'}}$	$\sqrt[3]{\frac{\mathcal{V}}{\mathcal{V}'}\left(\frac{\chi}{\chi'}\right)^2}$
Surface totale des bases de pistons $nD^2/n'D'^2$	$\sqrt[3]{\frac{n}{n'}}$	$\sqrt[3]{\frac{n}{n'}\left(\frac{\chi'}{\chi}\right)^2}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{\mathcal{V}}{\mathcal{V}'}\right)^2}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{\mathcal{V}}{\mathcal{V}'}\right)^2\left(\frac{\chi'}{\chi}\right)^2}$
Vitesse de rotation $\frac{N}{N'}$	$\sqrt[3]{\frac{n}{n'}}$	$\sqrt[3]{\frac{n}{n'}\sqrt{\frac{\chi'}{\chi}}}$	$\sqrt[3]{\frac{\mathcal{V}'}{\mathcal{V}}}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{\mathcal{V}'}{\mathcal{V}}\right)^2\sqrt{\frac{\chi'}{\chi}}}$
Puissance $\frac{\mathcal{P}}{\mathcal{P}'}$	$\sqrt[3]{\frac{n}{n'}}$	$\sqrt[3]{\frac{n}{n'}\sqrt{\frac{\chi'}{\chi}}}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{\mathcal{V}}{\mathcal{V}'}\right)^2}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{\mathcal{V}}{\mathcal{V}'}\right)^2\sqrt{\frac{\chi'}{\chi}}}$
Puissance par litre $\frac{\mathcal{P}/\mathcal{V}}{\mathcal{P}'/\mathcal{V}'}$	$\sqrt[3]{\frac{n}{n'}}$	$\sqrt[3]{\frac{n}{n'}\sqrt{\frac{\chi'}{\chi}}}$	$\sqrt[3]{\frac{\mathcal{V}'}{\mathcal{V}}}$	$\sqrt[3]{\frac{\mathcal{V}'}{\mathcal{V}}\sqrt{\frac{\chi'}{\chi}}}$
Puissance par unité de surface des bases de piston $\frac{\tau}{\tau'}$ (contrainte thermique des pistons)	1	$\sqrt{\frac{\chi}{\chi'}}$	1	$\sqrt{\frac{\chi}{\chi'}}$
Vitesse moyenne de piston $\frac{U}{U'}$	1	$\sqrt{\frac{\chi}{\chi'}}$	1	$\sqrt{\frac{\chi}{\chi'}}$
Pression moyenne effective $\frac{p_{me}}{p'_{me}}$	1	1	1	1
Contrainte mécanique $\frac{\sigma}{\sigma'}$	1	1	1	1

l'autre le nombre de cylindres et le rapport $\frac{\text{course}}{\text{alésage}}$ tout en conservant la même cylindrée totale on trouve que la puissance est proportionnelle à $\frac{\sqrt[3]{n}}{\sqrt[6]{\chi}}$ si l'on conserve la même charge sur les manetons.

Le tableau I résume les variations des divers critères pour des contraintes mécanique et thermique constantes.

On y remarque qu'à côté de la notion de puissance au litre de cylindrée qui caractérise le degré d'utilisation du volume engendré par les pistons on envisage la puissance par unité de surface de base des pistons, critère de la charge thermique de la pièce la plus thermiquement chargée ; mais,lorsqu'on désire effectuer une comparaison entre moteurs, il importe de corriger ce critère par le facteur $\sqrt{\chi}$. Ainsi :

$$\tau = \frac{4\,\mathcal{P}}{\pi\, D^2\, n} \cdot \frac{1}{\sqrt{\chi}}$$

critère de la dimension MT^{-3} qui est bien une charge thermique.

La limite absolue à respecter pour ce critère dépend évidemment du type et du taux de refroidissement des pistons, de la vitesse de rotation et du cycle c'est-à-dire du temps imparti au refroidissement.

Par ailleurs, on sait que le poids des pièces en mouvement varie comme le cube de l'alésage ; il est donc possible de déterminer un critère σ des contraintes mécaniques provoquées dans les coussinets, dont la surface projetée est proportionnelle au carré de l'alésage,par les masses en mouvement alternatif :

$$\sigma = \frac{C}{D} \left(\frac{D \,.\, N}{1\,000}\right)^2 (m^2/s^2)$$

critère de la dimension $L^2\, T^{-2}$ qui est bien le carré d'une vitesse linéaire.

Dans le cas de moteurs industriels 4 temps, il est recommandé de ne pas dépasser $\sigma = 100$ (Fig. I. 6) qui correspond sensiblement à $U = 10$ m/s.

B. - POINT DE VUE DU CHEF DE FABRICATION

Le poids et le volume des pièces à usiner décroissent comme le cube de l'alésage.

Poids du piston nu (kg)	42	28	16	8	4,8
Rapport $\frac{\text{Poids piston}}{D^3} \cdot 10^6$	1,27	1,4	1,33	1,38	1,4
Poids de la culasse nue (kg)	170	115	68	32	18
Rapport $\frac{\text{Poids culasse}}{D^3} \cdot 10^6$	5,1	5,75	5,65	5,6	5,3

Mais en contrepartie le nombre de pièces à usiner par cheval à produire croît, à vitesse de piston et p.m.e.égales, en raison inverse du carré de l'alésage.

Les gros alésages exigeront la présence de machines-outils de dimensions importantes,lesquelles,chères à l'achat, devront, pour être rentables, être capables d'usiner divers organes.Passer d'une opération d'usinage à une autre exige un nouveau réglage de machine et la mise en place de nouveaux gabarits.

Aussi une pièce de moteur à gros alésage est-elle souvent livrée et emmagasinée à l'état non fini ; la finition en est effectuée, à la demande, à l'étau, en fonction des dimensions particulières des pièces avec lesquelles elle sera en contact. On conçoit que, dans ces conditions, les impératifs élémentaires de la mécanique (tolérances dimensionnelles donc jeux et serrages d'une part, états de surface donc qualité de la lubrification d'autre part) soient difficilement respectés.

Les petits alésages ne demanderont que des machines-outils classiques qui, vu le nombre de pièces à usiner, pourront être utilisées à plein temps sur un seul modèle ; ainsi spécialisées, devenues machines d'opération, elles permettront une fabrication en série de pièces à tolérances dimensionnelles serrées et à états de surface rigoureux. Par ailleurs, du fait de leurs faibles dimensions, les pièces des moteurs de petit alésage peuvent assez aisément subir des traitements thermiques et posséder des caractéristiques mécaniques plus élevées.

C'est surtout, au fond, dans ces différences d'état, lesquelles découlent des conditions de fabrication, que résident les véritables différences fondamentales entre les moteurs lents, héritiers de la technique artisanale des moteurs à gaz, et les moteurs rapides, héritiers de la technique plus évoluée des moteurs automobiles.

L'alésage critique, seuil du choix entre ces deux types de fabrication, dépend de l'échelle de production, donc de l'ampleur du marché. C'est ainsi que si, en Amérique, le moteur à 320 mm d'alésage a été construit en série, par contre, dans les pays européens, la construction en série industrielle n'est actuellement réalisée que pour des moteurs dont l'alésage est inférieur à 200.

Mais cette échelle de production varie elle-même, dans une économie donnée, avec la solution choisie.

Avec de gros alésages on ne pourra construire que des moteurs à 6 et 8 cylindres (exceptionnellement 12 en jumelant 2 moteurs de 6), ne couvrant ainsi qu'une gamme de puissance variant du simple au double et ne répondant donc qu'à un marché relativement restreint.

Avec des alésages de l'ordre de 175, on pourra construire des moteurs à 3 et 4 cylindres pour des tracteurs à chenilles et des locotracteurs ferroviaires, des 6 et 8 cylindres pour autorails, des 12, 16, voire 20 cylindres pour des locomotives et des vedettes rapides et couvrir presque tout le marché des groupes électrogènes et moto-pompes.

Le fait que le poids de matière au cheval mis en œuvre décroisse avec l'alésage, le fait supplémentaire de la possibilité de fabrication en série permettent finalement d'obtenir des prix de revient au cheval qui décroissent substantiellement avec l'alésage.

C. - POINT DE VUE DE L'UTILISATEUR

Ce point de vue est le plus important car c'est l'utilisateur qui juge, donc oriente, l'évolution de la construction.

C'est l'utilisateur qui décide, et ce sans appel le plus souvent, de la validité d'une solution quelle qu'en soit la valeur technique apparente.

C'est l'utilisateur qui, en posant des problèmes nouveaux, trace la voie du progrès sous réserve que, conscient des difficultés et des limites de la réalisation, il n'extrapole pas d'autant plus dangereusement que le fournisseur, désireux d'enregistrer une commande, risque de ne pas s'opposer à cette excursion en domaine inconnu.

L'utilisateur agit en fonction des impératifs suivants :

a) Possibilités d'installation
b) Prix d'achat
c) Prix de revient du service assuré.

a) Possibilités d'installation

Pour de nombreux utilisateurs, ce premier impératif est déterminant.

Le choix du type de moteur est, en effet, conditionné très souvent par son encombrement et son poids : les facilités offertes à cet égard sont d'autant plus grandes que les alésages sont plus faibles. Il faut noter que, même dans certaines applications où ces facilités ne constituent pas un facteur déterminant (par exemple dans le cas de la marine marchande), le client peut avoir intérêt à adopter des installations motrices moins encombrantes afin de disposer d'un plus grand volume utile pour le fret ou les passagers.

Poids du moteur (kg)	11 000	9 000	7 000	4 600	4 000
Poids par cheval $\left(\frac{kg}{ch}\right)$	11	9	7	4,6	4
Volume du moteur (m^3)	13	10	8	3,8	3,4
Volume par cheval $\left(\frac{dm^3}{ch}\right)$	13	10	8	3,8	3,4

On constate que le poids et le volume par cheval sont sensiblement proportionnels à l'alésage, les moteurs en V accusant dans ce domaine un avantage marqué sur les moteurs en ligne.

b) Prix d'achat

Nous avons dit que, à bases économiques égales, le prix de revient au cheval de la construction décroît avec l'alésage : le prix d'achat au cheval ne peut donc que varier dans le même sens :

285	242	162	115

c) Prix de revient du service assuré

La comparaison entre les prix de revient du service assuré, prix de revient au kilomètre ou au kilowatt-heure, a donné lieu et donne toujours lieu à d'ardentes controverses.

Cette comparaison exige :
- des bases respectives saines et similaires
- des comparaisons portant sur des durées suffisantes pour que le cycle d'opérations d'entretien comprenne la révision générale des moteurs
- des comparaisons portant sur un nombre de moteurs suffisant pour qu'un prix de revient moyen, seul valable, s'appuie sur des réalisations à grande échelle portant sur des services variés.

Le gros avantage des moteurs à combustion interne lente fut, et reste encore quoique à un degré moindre que par le passé, leur aptitude à brûler des combustibles plus visqueux, moins nobles et moins taxés que ceux nécessaires au fonctionnement correct des moteurs à combustion rapide.

Mais la teneur en soufre qui va croissant avec la viscosité des combustibles vient freiner la tendance à l'utilisation de tels combustibles et ce malgré l'emploi d'huile de graissage additionnée de produits anti-soufre.

Par contre, les progrès faits récemment dans le domaine des moteurs à combustion interne rapide permettent à ceux-ci de consommer des combustibles moins lourdement taxés.

Au total, les postes "achats de combustible", qui naguère se situaient, en économie française, dans le rapport de 4 à 1 selon que le combustible utilisé est un gas-oil taxé ou un fuel lourd non taxé, s'établissent depuis 1956 dans le rapport 1,25 à 1 du fait de la création d'un combustible léger faiblement taxé.

Mais l'utilisateur d'une installation puissante possède toujours le souci de limiter l'importance des conséquences des fluctuations de la fiscalité ; pour s'y soustraire dans toute la mesure du possible il est tout naturellement amené à envisager favorablement des moteurs aptes à brûler des combustibles de qualité inférieure. Ce raisonnement fait souvent prime auprès des armateurs contraints d'alimenter en divers pays leurs bâtiments longs courriers.

Par ailleurs il faut noter que :
- si les vidanges d'huile doivent, sur les moteurs de petit alésage et à faible capacité de carter, être effectuées plus souvent que sur les autres, il ne s'ensuit pas que la consommation d'huile, vidange comprise, soit plus élevée ; rapportée au travail (ch.h) produit, cette consommation est même pratiquement constante et égale à environ 1/50 de la consommation de combustible.
- les échanges, en opération d'entretien, d'organes des moteurs à petit

alésage peuvent être effectués par un seul homme ne disposant pas de moyens de levage.
Poids de la pièce la plus lourde à déplacer en entretien :

	230 (carter frontal)			
170 (culasse)	145 (culasse)	75 (culasse)	42 (culasse)	32 (culasse)

- la cadence et l'importance des opérations d'entretien (rodage de soupapes, décalaminage...) ne devraient pas, rapportées au travail (ch.h) produit, ou à la quantité de combustible consommée, être très différentes entre les deux types de moteurs, ces interventions étant surtout fonctions des charges thermiques.
- les usures des pièces en mouvement relatif continu sont les mêmes en valeur absolue puisqu'elles sont fonctions des distances relatives parcourues (les vitesses linéaires sont égales) et des pressions spécifiques.

Mais, du fait de leurs plus faibles épaisseurs, les pièces, par ailleurs plus nombreuses, des moteurs à petit alésage doivent, à qualité égale, être remplacées plus souvent. Les pièces périssant par fatigue alternée (goujons, axes de pistons ...) doivent également faire l'objet d'échanges d'autant plus fréquents que le moteur tourne plus vite.

Il faut remarquer, cependant, que les impératifs techniques auxquels sont soumises ces pièces peuvent être, en général, d'autant plus facilement observés et les contraintes admissibles d'autant plus élevées que la faible dimension des pièces intéressées leur permet d'être l'objet de choix de qualités ou de traitement thermique plus évolués.

Dans ce cas la similitude mécanique ne joue plus et il peut en résulter un avantage marqué pour les moteurs à petit alésage.

Au total, rapportés au produit (ch.h) fourni, les prix des pièces de rechange d'un moteur à petit alésage sont d'autant plus inférieurs aux prix similaires des pièces de gros moteurs que les pièces intéressées sont construites en plus grande série.

On doit d'ailleurs reconnaître que, même dans l'absence, regrettable, de bilans comparatifs sincères et précis, l'ensemble de la clientèle s'oriente de plus en plus vers le moteur à petit alésage.

Si un client peut se tromper, la valeur de l'opinion de l'ensemble des utilisateurs ne peut être mise en doute lorsque l'évolution de cette opinion se traduit sous forme d'une fonction dont la dérivée est continue.

°
° °

Il nous appartient d'examiner ensemble les conditions à observer pour concevoir, faire construire et pouvoir vendre des moteurs au sein desquels des gaz à 1 500°C et à 80 atmosphères de pression, gaz chargés d'acides minéraux et organiques et de résidus carbonés et sulfurés, communiquent à des pièces en mouvement alternatif des accélérations supérieures à 250 fois la pesanteur.

Vous ne devrez pas perdre de vue que cet objectif sera d'autant plus sûrement atteint que vous aurez constamment à l'esprit que les phénomènes mécaniques, thermiques et chimiques régnant au sein d'un moteur sont asservis à la loi universelle énoncée par Le Chatelier: "A toute force de grandeur, direction et sens donnés s'oppose une force de même grandeur, même direction et de sens opposé".

Cette loi qui n'est que l'expression de la réalité de l'équilibre se rencontre tant en énergie nucléaire qu'en cosmographie, tant en mécanique qu'en chimie et en biologie.

Citons-en des exemples particulièrement frappants ; en comprimant un quartz on fait naître dans sa masse une quantité d'électricité qui a pour effet de tendre à augmenter son volume ; en comprimant un gaz on élève sa température ce qui a pour effet de provoquer sa dilatation.

Tout oubli de cette réalité fondamentale soumet inéluctablement l'ingénieur à des risques de déboires notoires, déboires qu'il mettra sur le compte d'une soi-disant loi, complémentaire de la première, dont la quasi-universalité n'est due qu'à la méconnaissance de la première. Cette loi non énoncée est couramment intitulée "loi de l'ennui maximal" . Il ne faut pas perdre de vue que, si l'enseignement de la physique a pour objet essentiel de donner connaissance de lois et de convaincre de leur vérité et de leur valeur, il appartient également à cet enseignement de faire percevoir la précarité de l'exactitude de ces lois assujettissant de multiples paramètres, fonctions eux-mêmes de la variable "temps". Si le mathématicien Leibnitz qualifia "différentiel et intégral" le résultat de son raisonnement, le physicien Newton, arrivé à la même époque au même résultat, donna le nom de "fluente" à la fonction intégrale, conscient qu'il était du caractère évolutif des phénomènes matériels.

Il importe que tout ingénieur raisonne objectivement et qu'il ne recule pas devant l'effort cérébral qui incombe éternellement à tout intellectuel : découvrir l'universel sous l'exceptionnel. Une anomalie naturelle ne peut être que l'exagération, jusqu'à devenir sensible, d'une propriété qui n'était insaisissable que du fait de l'imperfection de nos conceptions et de nos moyens d'observation.

Vous aurez intérêt à ne pas perdre de vue que, dans le domaine des moteurs thermiques alternatifs plus encore que dans tout autre, un phénomène quelconque met systématiquement en œuvre plusieurs paramètres : la précision scientifique apportée à la définition d'une expérience à entreprendre y prévaut sur la précision matérielle de l'exécution de l'expérience et lui confert une valeur scientifique.

Le temps n'est pas très éloigné où les constructeurs de moteurs alternatifs introduisaient dans les marchés une clause stipulant qu'ils ne pouvaient être tenus pour responsables des conséquences d'un phénomène qui, provoquant des ruptures anormales de vilebrequin, était qualifié de "cas de force majeure" ; nous savons aujourd'hui qu'il s'agissait de ruptures dues à des vibrations de torsion.

Un phénomène quelconque a nécessairement une valeur et des racines et, s'il y a erreur à voir ce qui n'est pas, il y a aussi et surtout erreur à ne pas voir ce qui est. Seule, l'observation doublée d'un diagnostic peut fournir l'intuition de la réalité et permettre à un ingénieur de transcender la matérialité de son métier et d'accéder à la suprême joie de comprendre, quitte, tel Galilée, à être condamné par les esprits conventionnels ou asservis.

Les études qui vous seront présentées dans les chapitres qui vont suivre le seront avec le souci constant de conserver en point de mire que plus une caractéristique est poussée à un niveau élevé, moins l'homme peut en conserver la maîtrise et plus cette caractéristique s'altère à l'usage et s'évanouit brutalement.

Il appartient à tout ingénieur de toujours se souvenir que le niveau d'une caractéristique varie dans l'espace et dans le temps en fonction de l'évolution de la technique. Il importe qu'un ingénieur d'études se tienne inlassablement à l'affût de cette évolution, ce qui lui permettra d'ailleurs de conserver une jeunesse intellectuelle qui affranchit de bien des vices matériels et console de leur méconnaissance.

BIBLIOGRAPHIE

Ouvrages généraux

RICARDO (H.). The High Speed Internal Combustion Engine. Editeur Blackie and son, Londres 1953, 416 pages.

HELDT. Les moteurs Diesel à grande vitesse. Editeur Dunod, Paris, 464 pages.

GEORGI. Motor Oils and Engine Lubrication. Editeur Reinhold, New York, 504 pages.

DEVILLERS et MERCES. Le moteur à explosion. Editeur Dunod, Paris (pour le calcul des pièces).

Questions historiques

Diesel et la conquête de l'énergie. Plaquette éditée par le Musée du Conservatoire national des Arts et Métiers. Paris, mars-avril 1959.

DAUMAS (M.). La vie de Rodolph DIESEL, ingénieur allemand de culture française. Journal de la S.I.A., août-septembre 1959.

MAGOT-CUVRU. De l'influence du cycle sur le rendement et la pression moyenne de quelques machines thermiques célèbres. Journal de la S.I.A., mars 1948.

BRUN (R.). L'évolution de la technique du moteur Diesel. Journal de la S.I.A., août-septembre 1959.

Questions techniques générales

Communications présentées aux colloques du Congrès international des moteurs à combustion interne : Paris, 1951 ; Milan, 1953 ; La Haye, 1955 ; Zürich, 1957 ; Wiesbaden, 1959.

Communications présentées au Congrès technique international de la Fédération internationale des sociétés d'ingénieurs et techniciens de l'automobile : Paris, 1958 ; La Haye, 1960.

PITCHFORD. Quelques considérations économiques et techniques affectant une plus large utilisation du moteur Diesel léger pour automobiles. Journal de la S.I.A., janvier 1957.

Questions de similitude

DESTIVAL. L'effet d'échelle dans les moteurs et les turbines. Journal de la S.I.A., février 1952.

L'évolution de la locomotive à moteur Diesel. Revue Alsthom, avril-juin 1953.

IANTE. Les progrès de la technique des moteurs à combustion interne. Die Technik n° 1, janvier 1953.

FAYETTE TAYLOR. Influence de la cylindrée sur la construction et sur la performance de moteurs Diesel. Communication B 2 au colloque 1955 (La Haye) du CIMAC.

KING. L'importance de $\sqrt{\frac{C}{D}}$ dans l'analyse de la performance d'un moteur. The Motor, 31 juillet 1957.

Von KIENLIN. Contraintes mécaniques et thermiques d'un moteur à grande vitesse. M.T.Z., juillet 1959.

Annexe au chapitre I

RAPPEL DE LOIS FONDAMENTALES DE LA SIMILITUDE

I. - Considérons un arbre soumis à une flexion ; le rayon de courbure r est tel que $\frac{1}{r} = \frac{\mathcal{M}}{E\,I}$, $\mathcal{M}$ étant le moment de flexion, E le module d'élasticité du matériau et I le moment d'inertie de l'arbre. Le moment $\mathcal{M}$ est lui-même le produit d'un effort $\vec{F}$ par une longueur L. Si les valeurs de $\vec{F}$, E et les dimensions linéaires de l'arbre sont multipliées par K_F , K_E , K_L le rayon r restera le même si :

$$\frac{1}{K_L \cdot r} = \frac{(K_F \cdot \vec{F}) \cdot (K_L \cdot L)}{(K_E \cdot E) \cdot (K_L^4 \cdot I)}$$

soit si :

$$\frac{K_F}{K_E \cdot K_L^2} = 1$$

Une telle relation doit être présente à l'esprit lorsque, par exemple, on remplace un vilebrequin en acier par un vilebrequin en fonte.

II. - Si nous abandonnons le domaine des efforts statiques nous nous trouvons en présence de problèmes dépendant de paramètres tels que "vitesse" ou "accélération" donc mettant en œuvre des lois fondamentales s'exprimant par des équations différentielles.

a) Soit, par exemple, un fluide de poids spécifique ϖ et de viscosité μ se déplaçant à une vitesse dont les composantes sont u, v et w variable avec le temps t. Ces valeurs sont liées par des relations telles que :

$$\frac{du}{dt} + u\frac{du}{dx} + v\frac{du}{dy} + w\frac{du}{dz} = \frac{\mu}{\varpi}\left(\frac{d^2u}{dx^2} + \frac{d^2u}{dy^2} + \frac{d^2u}{dz^2}\right)$$

Si $K_{\bar{\omega}}$, K_{μ}, K_{U}, K_{t} et K_{L} sont les facteurs appliqués aux valeurs déterminant le débit, celui-ci restera identique si :

$$\frac{K_U}{K_t} = \frac{K_U^2}{K_L} = \frac{K_\mu}{K_{\bar{\omega}}} \cdot \frac{K_U}{K_L^2}$$

La première relation est automatiquement satisfaite puisque $U = \frac{L}{t}$. Il reste donc à vérifier :

$$\frac{K_U^2}{K_L} = \frac{K_\mu \cdot K_U}{K_{\bar{\omega}} \cdot K_L^2}$$

soit :

$$\frac{K_{\bar{\omega}}}{K_\mu} \cdot K_U \cdot K_L = 1$$

relation qui est le nombre de Reynolds, lequel on le sait commande tous les problèmes de déplacement de fluide.

b) Un flux de chaleur est régi par des équations de la forme :

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\lambda}{q_s \bar{\omega}} \left(\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{d^2\theta}{dy^2} + \frac{d^2\theta}{dz^2} \right)$$

dans lesquelles θ est la température, t le temps, λ le coefficient de conductibilité thermique, q_s la chaleur spécifique de l'unité de volume et $\bar{\omega}$ le poids de l'unité de volume du matériau.

Le flux de chaleur ne sera pas modifié si :

$$\frac{K_\theta}{K_t} = K \frac{\lambda}{q_s \bar{\omega}} \cdot \frac{K_\theta}{K_L^2}$$

soit :

$$\frac{K \frac{\lambda}{q_s \bar{\omega}} \cdot K_t}{K_L^2} = 1$$

qui est le nombre de Fourier. Celui-ci commande les variations des tensions internes calorifiques existant entre un bâti en fonte (ou en acier) et un bâti en aluminium.

c) Considérons un milieu élastique vibrant. Les forces en présence sont les forces d'inertie et les forces élastiques. Les premières sont équivalentes au produit d'une masse par une accélération : $\varpi L^3 . L/t^2 = \varpi L^4/t^2$; les secondes au produit d'une contrainte par une section σL^2, σ étant elle-même le produit d'un allongement (exprimé en % donc sans dimension) par un module d'élasticité E. Les phénomènes vibratoires resteront les mêmes quel que soit le milieu élastique si :

$$\frac{K_{\varpi} \cdot K_L^4}{K_t^2} = K_E \cdot K_L^2$$

c'est-à-dire si :

$$\frac{K_{\varpi} \cdot K_L^2}{K_E \cdot K_t^2} = 1$$

qui est le nombre de Cauchy.

Ce nombre ne doit pas être perdu de vue lorsque l'on examine les vibrations de torsion d'un vilebrequin fonte se substituant à un vilebrequin acier.

Chapitre II

CONSIDERATIONS PREALABLES

A.- LA NOTION DE NOMBRE "NORMAL"

Un ingénieur d'études est continuellement conduit à traduire le résultat de ses recherches par des nombres.

On conçoit l'intérêt de choisir un échelonnement de ces nombres de telle sorte qu'il soit possible de couvrir l'ensemble des besoins avec le minimum de termes.

C'est en partant de telles considérations que le capitaine du génie Renard a été amené à réaliser un échelonnement rationnel et à définir une série de nombres "normaux".

Bien que l'utilisation de ces nombres normaux soit encore assez peu répandue dans le domaine du moteur Diesel, il est néanmoins important d'en connaître l'existence et de les utiliser dans toute la mesure du possible.

Renard a choisi un échelonnement tel que, tous les 5 termes de la série, on puisse retrouver la même valeur "a" à un multiple de 10 près, c'est-à-dire :

$$a \times \psi^5 = 10\,a$$

soit :

$$\psi = \sqrt[5]{10}$$

d'où la série numérique :

$$a \quad a\sqrt[5]{10} \quad a\left(\sqrt[5]{10}\right)^2 \quad a\left(\sqrt[5]{10}\right)^3 \quad a\left(\sqrt[5]{10}\right)^4 \quad 10\,a$$

En pratique, en choisissant pour "a" une puissance de 10 et en substituant aux valeurs irrationnelles ci-dessus des valeurs arrondies, on obtient la série :

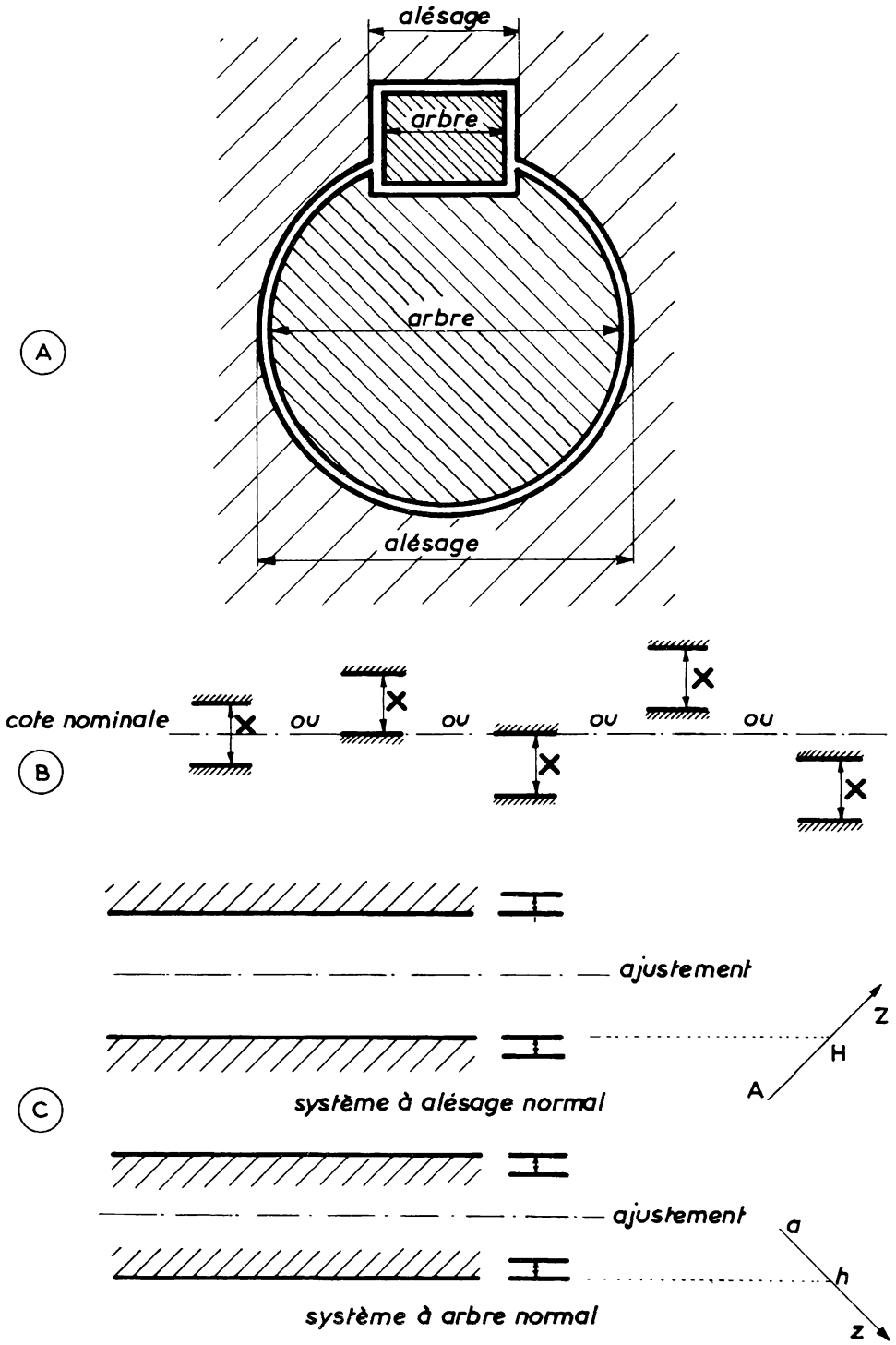


Fig. II.1.- Ajustements.

10 16 25 40 64 100

qui peut être prolongée indéfiniment dans les deux sens (voir norme E 01-001).

Remarquons en passant que la raison $\sqrt[5]{10}$ est très voisine de la raison $\frac{1+\sqrt{5}}{2}$ (nombre d'or des anciens) qui conduit à une progression géométrique telle que l'un de ses termes soit égal à la somme des deux termes qui le précèdent.

Ce que la pensée antique avait entrevu et imaginé comme une harmonie naturelle des nombres, la science moderne l'a saisi et réalisé dans la précision de formules fondées sur la mesure.

Les dimensionnements échelonnés selon la série Renard se font de plus en plus nombreux dans le domaine des outillages, des tuyautages ... L'ingénieur dieseliste devra s'évertuer à tenir compte de cette orientation lors du choix des diamètres de tuyauteries, raccords, durites, boulonneries habillant le moteur ainsi que lors du dessin de pièces requérant un usinage par outil de forme (fraise, taraud ...). Ainsi il diminuera le prix de revient de son moteur et surtout facilitera la tâche de l'utilisateur et du réparateur.

B. - TOLERANCES ET JEUX

Par suite de l'imprécision des moyens d'exécution, une pièce ne peut être réalisée rigoureusement à la dimension nominale fixée lors de l'étude ; il est donc nécessaire d'assigner à cette dimension nominale deux limites : maximum et minimum dont la différence constitue la tolérance.

Contrairement à une opinion répandue, la notion de tolérance n'implique pas obligatoirement une augmentation de la difficulté de réalisation ; elle limite seulement l'imprécision d'exécution et l'erreur de forme.

La précision plus ou moins grande à obtenir dans l'exécution conditionne tous les problèmes des fabrications mécaniques. Le but des ajustements et des systèmes de tolérances est de permettre l'interchangeabilité des pièces aux stades de la fabrication, du montage et de l'entretien.

Une telle discipline dans l'exécution supprime toutes les opérations de bricolage :

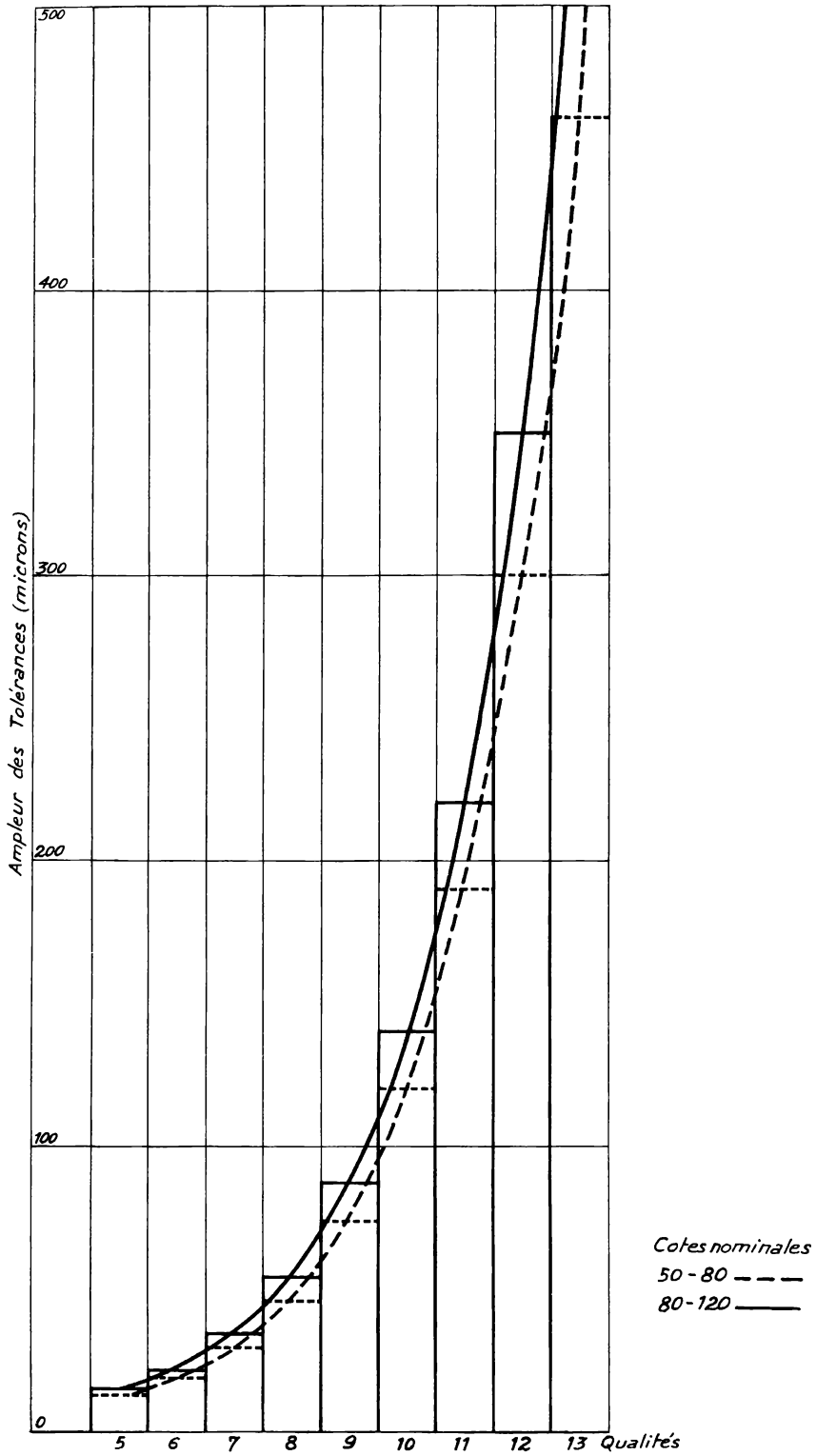


Fig. II. 2. - Variation de la tolérance en fonction de la qualité pour une même cote nominale.

- Désastreuses au point de vue prix de revient
- Dangereuses au point de vue fonctionnement

qui seraient nécessaires à l'ajustement de deux organes quelconques usinés sans précaution spéciale.

Les résultats immédiats en sont :
- amélioration de la qualité,
- réduction des prix de revient,
- possibilité de recourir à des sous-traitants.

C'est le Français Gribeauval qui, à la fin du XVIII^{e} siècle, introduisit la notion de tolérance dans les fabrications d'artillerie, ce qui, 150 ans plus tard, permit la construction en série du canon de 75.

C'est la France qui, au Congrès de Prague en 1928, proposa un système international : le système I.S.A. a été adopté par les pays utilisant le système métrique.

Une convention a statué que, pour plus de simplicité et étant donné l'importance particulière des pièces à section circulaire, celles-ci sont seules prévues explicitement dans les normes. Mais il reste bien entendu que tout ce qui est dit de ces pièces s'applique intégralement à toute autre pièce et qu'en particulier les termes généraux "alésage" ou "arbre" désignent également l'espace, contenant ou contenu, compris entre deux faces (ou plans tangents) parallèles d'une pièce quelconque : largeur de rainure, épaisseur de clavette (fig. II.1a).

La tolérance étant la différence entre les deux limites à l'intérieur desquelles doit rester la dimension d'une pièce, il s'ensuit que, pour en définir l'usinage, il suffit de porter sur le dessin :

1. La cote nominale, exprimée en millimètres, qui définit la dimension comme la valeur nominale portée sur un billet de banque ;
2. Les deux limites, exprimées en microns assez souvent,

Exemple : $80,4 \begin{matrix} +\,0,040 \\ -\,0,020 \end{matrix}$ ou $\begin{matrix} +\,40 \\ -\,20 \end{matrix}$

Pour simplifier et codifier ces notations, on a établi un système de 16 jeux de tolérances numérotés de 1 à 16 parmi lesquelles on choisit la qualité requise pour la précision de l'assemblage considéré. Ces jeux appelés IT 1 à IT 16 sont basés sur la notion de l'unité de tolérance :

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001\ D$$

et répondent aux définitions suivantes :

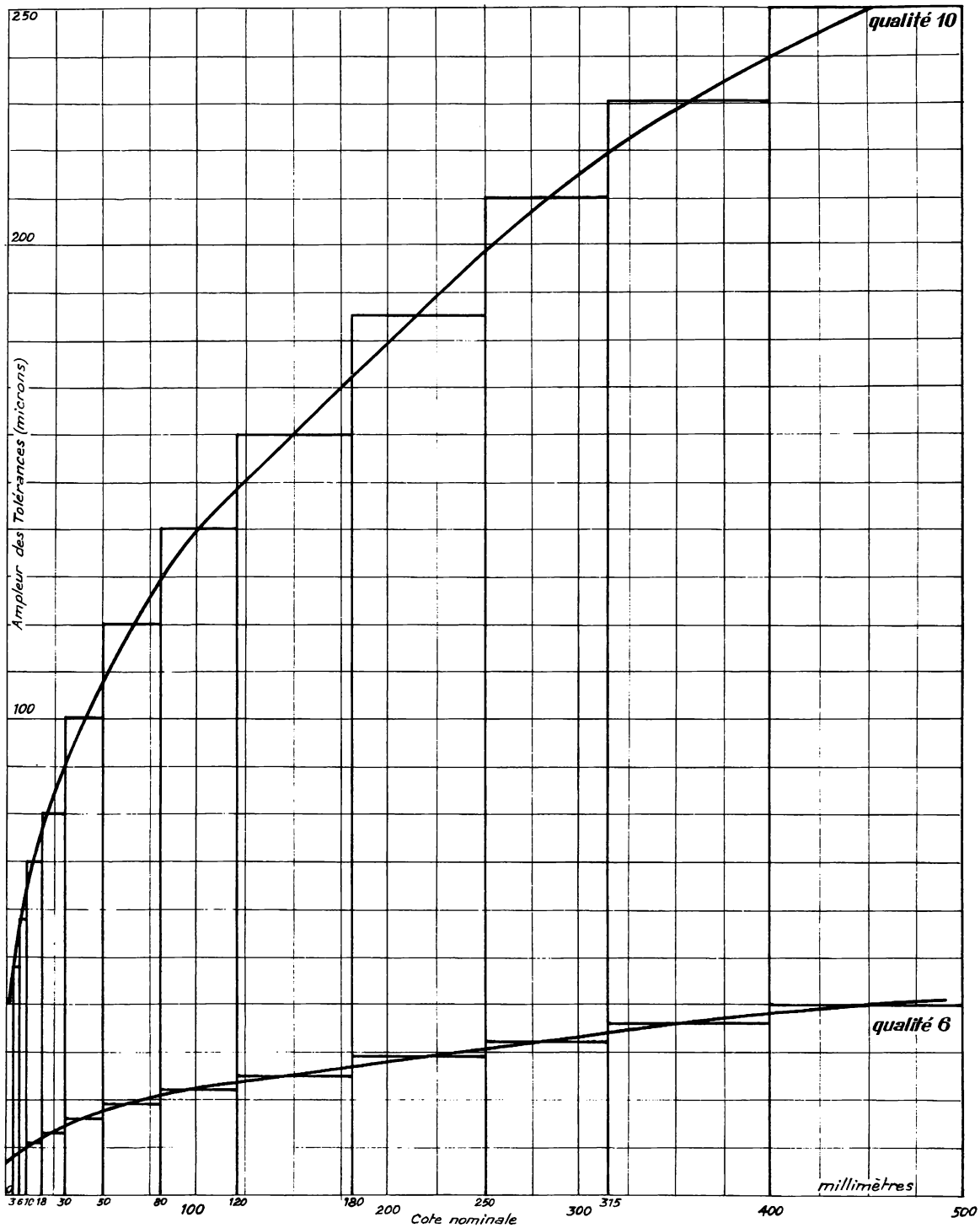


Fig. II.3.- Variation de la tolérance en fonction de la cote nominale.

IT 6 = 10 i	IT 7 = 16 i
IT 8 = 25 i	IT 9 = 40 i
IT 10 = 64 i	IT 11 = 100 i = 10 IT 6

En mécanique industrielle on n'utilise que les qualités comprises entre 5 (pour les arbres) ou 6 (pour les alésages) et 13. Les qualités plus faibles sont réservées aux calibres (fig. II. 2).

En ce qui concerne la variation de ces tolérances en fonction de la cote nominale, on conçoit que les règles de la similitude géométrique ne se puissent appliquer car l'énergie de choc libérée par unité de surface soumise à ce choc, totalement indépendante de la dimension de la pièce, ne dépend que de la valeur du jeu (fig. II. 3).

Exemple :

	Qualité 6	Qualité 10
Pour $\varnothing$ = 15 mm	12 µ	70 µ
= 100 mm	22 µ	140 µ
= 200 mm	29 µ	185 µ
= 500 mm	40 µ	250 µ

Une qualité de tolérance étant choisie, il importe pour répondre à tous les impératifs d'ajustement :

Ajustement tournant	Type : bague de pompe à huile
Ajustement tournant oscillant	Type : axe de piston dans pied de bielle
Ajustement serré	Type : bague de pied de bielle

de déterminer la position de cette tolérance par rapport à la cote nominale (fig II. 1 b).

Ainsi pour chaque cote nominale on dispose de :

- Tout un échelonnement de valeurs de tolérances (qualité)
- Toute une gamme de position de tolérances (écart).

En conséquence, pour une valeur de tolérance donnée, on aboutira, suivant la position respective des tolérances de l'alésage d'une part, de l'arbre d'autre part par rapport à une même cote nominale qui définit la dimension de l'assemblage, à un fonctionnement :

- Soit avec jeu
- Soit avec serrage

DIMENSIONS	TOUR REVOLVER OU AUTOMATIQUE						PERCEUSE DE PRECISION			
	Tournage extérieur		Tournage intérieur		Surface plane		Avant-trou		Définition	
	Tol.	Qualité	Tol.	Qualité	Tol.	Qualité	Tol.	Qualité	Tol.	Qualité
1 - 3	- 0 - 50	h 10 ou h 11	-	-	± 40	j 12	± 25	J 10 ou J 11	-	-
3 - 6	- 0 - 50	h 10	-	-	± 40	j 11	± 25	J 10	-	-
6 - 10	- 0 - 50	h 9	-	-	± 40	j 11	± 25	J 10	-	-
10 - 18	- 0 - 50	h 9	+ 50 + 0	H 9	± 40	j 10	± 25	J 9	+ 13 + 0	H 6
18 - 30	- 0 - 50	h 9	+ 50 + 0	H 9	± 40	j 10	± 25	J 9	+ 13 + 0	H 6
30 - 50	- 0 - 50	h 8	+ 50 + 0	H 9	± 40	j 9	± 25	J 8	+ 13 + 0	H 6
50 - 80	-	-	-	-	± 40	j 9	± 25	J 8	+ 13 + 0	H 6
80 - 100	-	-	-	-	± 40	j 9	± 25	J 8	+ 25 + 0	H 6

DIMENSIONS	USINAGE AU TOUR								PERÇAGE au FORET		ALESAGE par ALESOIR	
	Tournage				Perçage							
	Ebauche		Finition		Avant-trou		Finition					
	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.
1 - 3	-	-	-	-	-	-	-	-	+ 50 + 0	H 10 ou H 11	± 13	J 9
3 - 6	-	-	-	-	-	-	-	-	+ 80 + 0	H 11	± 13	J 9
6 - 10	- 0 - 130	h 12	- 0 - 50	h 10	-	-	-	-	+ 100 + 0	H 11	± 13	J 8
10 - 18	- 0 - 180	h 12	- 0 - 80	h 10	-	-	-	-	+ 130 + 0	H 11	± 13	J 8
18 - 30	- 0 - 180	h 12	- 0 80	h 10	-	-	-	-	+ 180 + 0	H 12	± 13	J 7
30 - 50	- 0 - 250	j 12	- 0 - 130	h 10 ou h 11	+ 200 + 0	H 11	+ 130 + 0	H 10 ou H 11	+ 250 + 0	H 12	+ 13 - 25	K 8
50 - 80	- 0 - 380	h 12 ou h 13	- 0 - 180	h 11	+ 250 + 0	H 12	+ 180 + 0	H 11	+ 250 + 0	H 12	+ 13 - 38	K 8
80 - 100	- 0 - 380	h 12	- 0 - 180	h 10 ou h 11	+ 380 + 0	H 11	+ 250 + 0	H 11	+ 250 + 0	H 11	+ 13 - 38	K 8

DIMENSIONS	MEULAGE RECTIFICATION							
	Extérieur		Intérieur		Surface		Par machine centerless	
	Tolérance	Qualité	Tolérance	Qualité	Tolérance	Qualité	Tolérance	Qualité
1 - 3	-	-	-	-	-	-	-	-
3 - 6	-	-	-	-	-		- 0 - 13	h 7
6 - 10	+ 13 + 0	h 7	+ 13 + 0	H 7	± 125	J 13	- 0 - 13	h 7
10 - 18	+ 13 + 0	h 6	+ 13 + 0	H 6	± 125	J 13	- 0 - 13	h 6
18 - 30	+ 13 + 0	h 6	+ 13 + 0	H 6	± 125	J 12	- 0 - 13	h 6
30 - 50	+ 13 + 0	h 5	+ 13 + 0	H 6	± 125	J 12	- 0 - 13	h 5
50 - 80	+ 13 + 0	h 5	+ 13 + 0	H 6	± 125	J 12	- 0 - 13	h 5
80 - 100	+ 13 + 0	h 5	+ 13 + 0	H 6	± 125	J 11	- 0 - 13	h 5

DIMENSIONS	FRAISAGE								BROCHAGE			
	Latéral		Rainure		Surface		Frontal		Alésage		Surface	
	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.	Tol.	Qual.
1 - 3	Tolérance constante 800 μ	12	Tolérance constante 800 μ	12	Tolérance constante 800 μ	10 ou 11	-	-	± 13	J 9	-	-
3 - 6		11		11		10	-	-	± 13	J 9	-	-
6 - 10		11		11		10	± 100	J 13	± 13	J 8	± 25	J 9
10 - 18		10		10		9	± 150	J 13	± 13	J 8	± 25	J 9
18 - 30		10		10		9	± 200	J 13	± 15	J 8	± 25	J 9
30 - 50		9		9		8	-	-	± 15	J 8	± 40	J 9
50 - 80		9		9		8	-	-	± 20	J 8	± 40	J 9
80 - 100		9		9		8	-	-	± 20	J 7	± 50	J 9

- Soit incertain, c'est-à-dire susceptible de donner lieu tantôt à un jeu tantôt à un serrage selon les cotes effectivement réalisées lors des usinages de l'alésage et de l'arbre. Par exemple sur 100 assemblages, 70 auront différents jeux et 30 auront différents serrages.

On conçoit, sans plus attendre, que les conditions de température dans lesquelles ont été réalisés les usinages ont une importance considérable sur le fonctionnement des ajustements précis : aussi a-t-il fallu définir une température de référence : on a choisi 20°C.

Dans le cas de certains ajustements très précis, on doit tenir compte du gradient de température dans le temps que connaîtra l'assemblage en service (cas où l'une des pièces s'échauffe plus vite que l'autre).

De même que chaque qualité est repérée par un nombre, chaque position est repérée par une lettre choisie parmi les :

Majuscules A à Z pour les alésages

Minuscules a à z pour les arbres

et caractérisant le signe et la valeur de l'écart par rapport à la cote nominale de celle des deux limites qui se rapproche le plus, en valeur absolue, de la cote nominale.

Lorsque l'on passe de A à Z, la position de la tolérance se rapproche de l'axe de l'assemblage ; lorsque l'on passe de a à z, la position de la tolérance s'écarte de cet axe (fig. II. 1. c).

Tout ajustement sera donc défini par :

- Une cote nominale
- Deux lettres
- Deux chiffres.

Exemple : 80H7 g 6.

Pour limiter le nombre des combinaisons, on a défini deux systèmes de positions (fig. II.1 c) (norme française : E 02-001) :

- Le système de l'alésage normal dans lequel l'écart nul entre la cote nominale et la limite minimale de l'alésage est conventionnellement fixé à H ;
- Le système de l'arbre normal dans lequel l'écart nul entre la cote nominale et la limite maximale de l'arbre est conventionnellement fixé à h.

En conséquence,on est conduit pour les ajustements aux cas suivants :

	Système de l'alésage normal
H - a .... h	jeu ↘
H - k .... z	serrage ↗
	Système de l'arbre normal
h - A .... H	jeu ↘
h - M .... Z	serrage ↗

Il n'existe pas de règle précise et bien définie donnant la correspondance des qualités dans un ajustement. Bien que, théoriquement, on puisse accoupler un arbre d'une qualité grossière à un alésage de qualité fine, il doit exister une certaine harmonie entre les tolérances de l'alésage et celles de l'arbre.

On peut admettre en général que lorsque le jeu est faible il est recommandé, en raison des plus grandes difficultés d'usinage et de contrôle des alésages, qu'un arbre ne soit pas associé à un alésage de même qualité mais à un alésage de qualité moins précise, dont le numéro de qualité soit supérieur de une ou deux unités à celui de l'arbre. Exemple : H 7/g 6 - H 8/g 6.

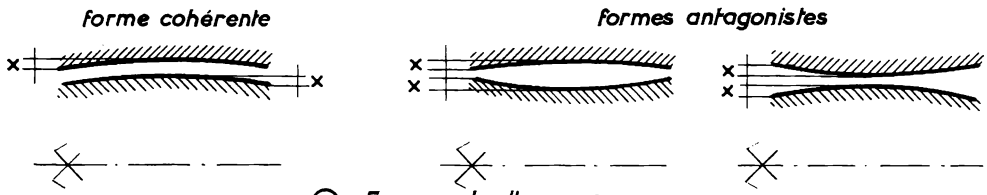
L'économie qui résulte, pour l'usinage d'un alésage, du passage de la qualité 7 à la qualité 8 est, dans la majorité des cas, bien supérieure à l'augmentation du prix de rectification d'un arbre dont la qualité passe de 7 à 6 et l'augmentation relative du jeu entraînée par cette économie n'est au maximum que de 8 %.

VERIFICATIONS

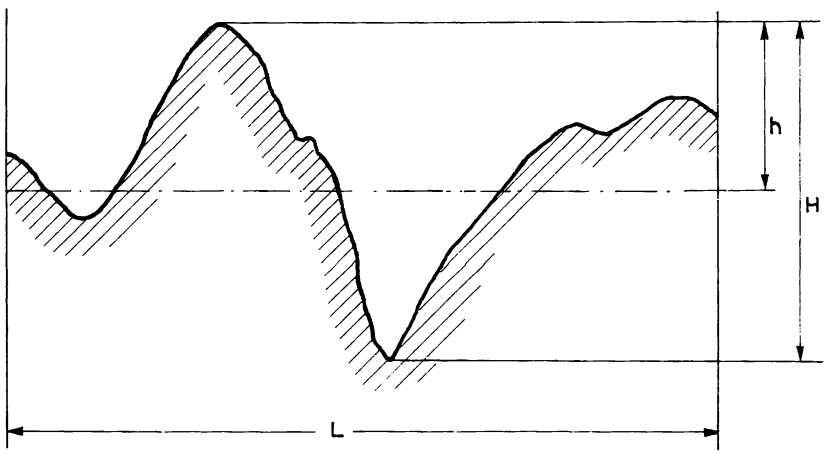
Les vérifications se font :
- soit au moyen d'instruments à lecture,
- soit au moyen de calibres à limite"entre" et "n'entre pas".

Si les premiers présentent l'avantage de la mesure directe d'une cote quelconque et permettent ainsi de régler les machines, ils possèdent par contre un certain nombre d'inconvénients qui les rendent inacceptables pour les fabrications en série :

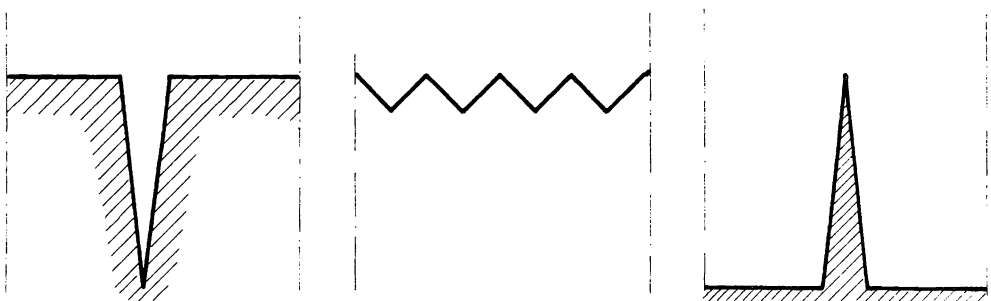
1. fragilité,



ⓐ Forme de l'erreur



ⓑ Etats de surface



ⓒ

Types d'états de surface différents dont la rugosité CLA ou RMS est de même valeur.

Fig. II.4.- Problèmes de formes et d'états de surface.

2. difficultés d'emploi,
- nécessité de la lecture d'un dessin par l'ouvrier,
- chances d'erreur d'où nécessité de vérification ultérieure,
- ne sont pas aisément interchangeables.

Si l'inconvénient principal des calibres réside dans l'impossibilité de les utiliser pour une cote et des limites différentes de celles prévues, par contre leur simplicité d'emploi, leur prix modique et leur robustesse compensent largement cet inconvénient.

Mais il faut réduire le nombre des calibres. En effet, par cote nous disposons de 9 qualités (5 à 13) et de 21 lettres ; il faudrait donc 189 calibres. Et en supposant que les cotes nominales soient toutes à des nombres entiers de millimètres, pour couvrir la gamme de 10 à 180 il faudrait 32 180 calibres.

Pour réduire au maximum ce nombre, on a donc été amené à préconiser :
- des cotes : par emploi des dimensions linéaires normalisées (norme E 01-001),
- des tolérances : par recommandation d'un certain nombre d'entre elles (norme E 02-051 et 02-052),
- l'adoption des systèmes dits "à alésage normal" ou "à arbre normal".

CAUSES SUSCEPTIBLES D'INFLUENCER LES RESULTATS D'UN AJUSTEMENT

1. Température et variation de température (surtout lorsque les métaux des pièces ajustées ont des coefficients de dilatation différents).

2. Graissage. Viscosité du lubrifiant et pression résultante.

3. Déformations sous contraintes : flexion de l'arbre en particulier.

4. Forme de l'erreur de forme. La tolérance limite l'amplitude de l'erreur de forme. Mais l'erreur de forme commise sur chaque pièce n'en subsiste pas moins et elle est de forme quelconque. Les formes des erreurs de forme commises sur chacune des pièces en regard peuvent être (fig. II.4a) :
- Soit cohérentes
- Soit antagonistes.

Dans ce dernier cas, l'assemblage considéré peut donner lieu à des déboires.

5. Etat de surface. Si, du fait de leur imperfection géométrique, toute machine et tout outil introduit, lors de l'usinage, une erreur de forme, défaut d'ensemble caractérisé par la tolérance, différence entre la surface de référence idéale et la surface mesurée, ces mêmes

machines et ces mêmes outils, par suite de perturbations fonctionnelles, introduisent également un défaut de surface, défaut de microprofil, différence entre la surface mesurée (ou apparente) et la surface réelle, appelée "rugosité".

C.- ETATS DE SURFACE ET RODAGE

Du fait qu'elle est un écart, la rugosité est une notion essentiellement relative ; si nos appareils de mesure de surface étaient suffisamment précis, l'écart entre la surface mesurée et la surface réelle serait nul et la rugosité serait nulle.

Chaque type d'outil laisse une trace particulière : une raboteuse munie d'un outil à bec rond produit des sillons longs en forme de "V" régulièrement espacés à arêtes vives ; une fraise à queue laisse derrière elle un dessin curviligne dont la moitié des courbes s'étendent dans une direction et l'autre moitié dans l'autre direction.

Les traces longitudinales (c'est-à-dire dans le sens de coupe de l'outil) résultent de l'irrégularité de son action coupante (variation de vitesse de l'outil, hétérogénéité du métal, variation de l'état de l'outil ...). Les traces transversales résultent du profil de l'outil et de son avance.

Les conditions de coupe varient en fonction du type de métal. Les métaux cassants (fonte, bronze dur ...) présentent des cavités rugueuses qui suivent les limites des cristaux arrachés. Les métaux ductiles (cuivre, aluminium, acier doux ...) coupés à faible vitesse présentent des crevasses en forme de coin qui disparaissent lorsqu'on augmente la vitesse de coupe.

Les surfaces usinées étant relativement homogènes, on peut considérer qu'on se trouve en présence d'un motif géométrique et il est possible de qualifier par un nombre l'état de la rugosité de ces surfaces.

Néanmoins, il n'a pas encore été possible, en l'état actuel de nos connaissances, de codifier la notion de rugosité d'une surface par une unité de mesure faisant partie d'un système (masse, longueur, temps).

En fait, deux types de méthodes peuvent être utilisées pour définir la rugosité d'une surface :

1. Des méthodes fonctionnelles s'appuyant sur des effets physiques eux-mêmes fonctions de la rugosité : réflexion de la lumière,

frottement ... De telles méthodes qui rendent compte simultanément de la situation dans les trois dimensions sont tributaires tant des instruments que des unités de mesure et des modes de lecture ... Aucun accord international n'est intervenu à leur sujet.

2. Des méthodes géométriques affectant une valeur numérique à la distance séparant le profil réel d'une ligne de référence. La réalité à trois dimensions est ainsi représentée par un nombre donnant une valeur à la dimension Oz, valeur relevée en suivant une direction Oy perpendiculaire aux stries d'usinage Ox.

Deux systèmes de base sont adoptés :

A) Le système M dans lequel la ligne de référence est la ligne moyenne, droite telle que la somme des carrés des ordonnées entre elle-même et le profil réel soit minimale ; ce système élimine donc pratiquement la possibilité d'estimer l'erreur de forme (fig. II. 4 a).

B) Le système E dans lequel la ligne de référence est une ligne enveloppe, ligne imaginaire décrite par le centre d'une sphère roulant sur la surface. Malheureusement une bille matérielle, même de très faible rayon, ne peut explorer une surface donnée, dans le temps et dans l'espace, comme le ferait le style utilisé dans le système M. En particulier, le style explore dans deux dimensions parfaitement définies alors que la bille, du fait de sa forme, explore dans trois dimensions dont deux sont imprécisées : il faudrait donc lui substituer un disque sans épaisseur utilisé par sa tranche.
La rugosité est, actuellement, définie comme (fig. II. 4 b) :

a) La profondeur maximale H (normes allemande, autrichienne, italienne, suisse) ;

b) La profondeur moyenne h (norme française) ;

c) La moyenne arithmétique $\frac{1}{2}\int_0^1 |y - y_m|\, dx$ (normes anglaise, américaine, hollandaise); c'est la rugosité C L A (Center Line Average) ;

d) La moyenne géométrique : $\sqrt{\frac{1}{2}\int_0^1 (y - y_m)^2\, dx}$; c'est la rugosité R. M. S. (Root Mean Square) d'origine américaine encore très utilisée dans le monde entier.

L'unité utilisée pour la mesure des rugosités dans les deux

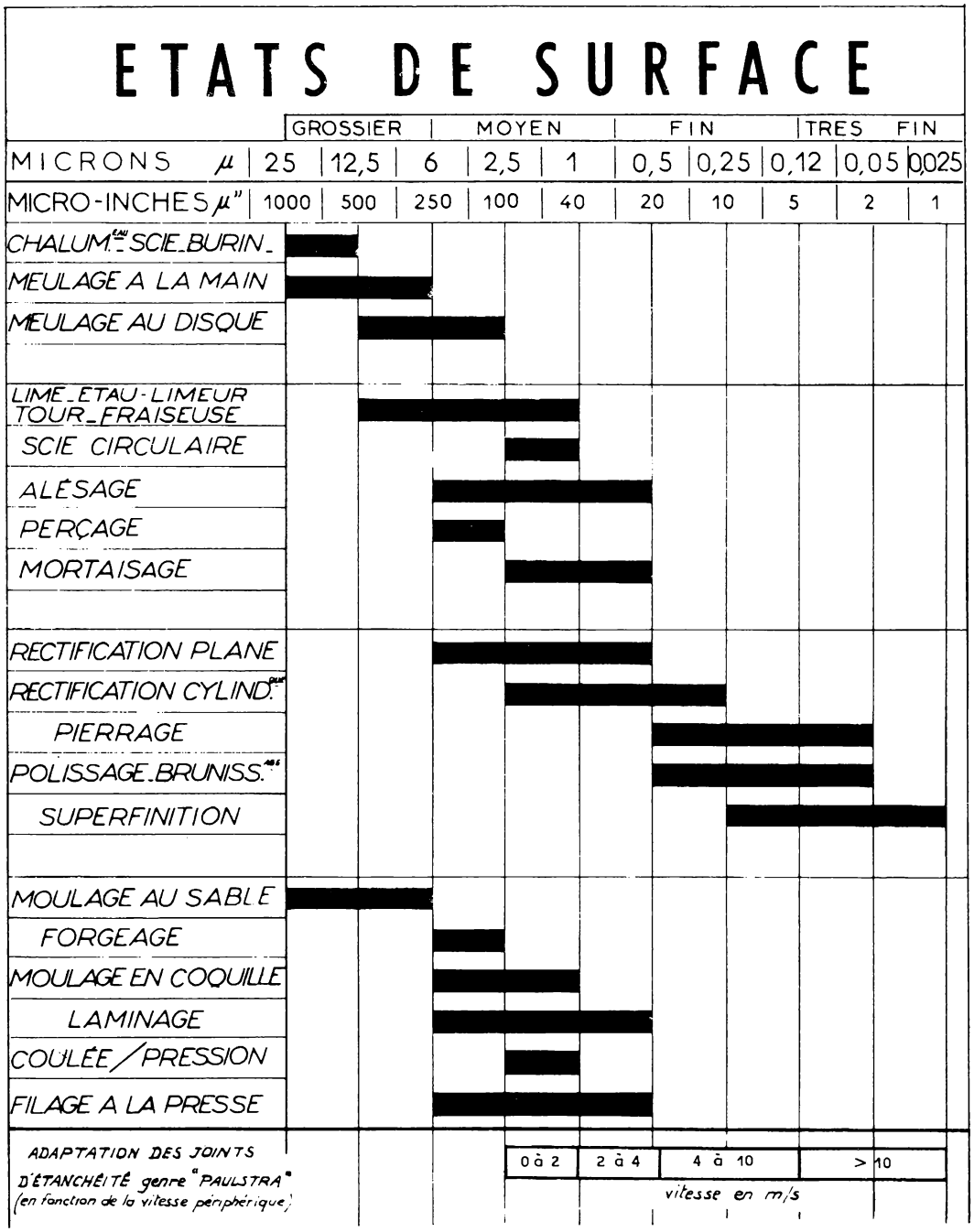


Fig. II. 5. (Document Paulstra)

derniers systèmes est le micro-pouce, le millionième de pouce, = 0,025 µ.

Une comparaison des valeurs obtenues dans l'un et l'autre de ces deux systèmes montre que leur différence est faible : en gros la valeur C L A est, en général, voisine de 0,9 valeur R.M.S.

La tendance actuelle est d'adopter le système C L A, l'unité conventionnelle de rugosité, le "ru", étant la rugosité d'une surface dont la valeur mesurée est de un micro-pouce.

L'ingénieur d'études utilise de préférence un appareil reproducteur selon a) ou b) de l'état de surface alors que, pour le contrôle de la rugosité des pièces usinées, l'appareil intégrateur selon c) ou d) est, en général, préféré.

La conception et la réalisation des appareils intégrateurs varient entre elles à tel point que les indications données par deux appareils fournissant théoriquement le même critère diffèrent considérablement entre elles et que ces différences sont elles-mêmes aberrantes entre elles ; en effet elles varient, en fonction de l'ampleur de la rugosité, tant en valeur absolue qu'en valeur relative, et ce en supposant éliminées les sources d'erreur dues à l'opérateur. En conséquence la seule méthode à peu près scientifique pour déterminer l'état de surface à obtenir industriellement est actuellement de fixer : état de surface obtenu par finition sur telle machine-outil équipée avec tel outil utilisé avec telle vitesse de coupe et avec telle avance par unité de temps ; ensuite on doit contrôler la constance de la moyenne de l'état de surface ainsi réalisé en utilisant un appareil intégrateur donné, et ce si possible par un contrôleur nommément désigné.

On ne devra pas perdre de vue réciproquement que des procédés de finition totalement différents peuvent fournir des irrégularités de surface notoirement inégales qui apparaissent néanmoins équivalentes lorsqu'on les mesure avec un appareil intégrateur (fig. II.4 c) ; aussi est-il toujours capital de ne comparer que des surfaces possédant les mêmes propriétés géométriques.

Bien que la perfection de la mesure de la rugosité des surfaces soit loin d'être atteinte, il est possible néanmoins de définir approximativement le fini de surface à obtenir pour une application déterminée ; les finis de surface ayant donné des résultats satisfaisants dans le passé ont été déterminés au mieux et servent de référence et de comparaison (fig II.5).

En France on indique encore, en général, le degré de finition de

la surface par un signe conventionnel ▽, ▽▽ ou ▽▽▽ (norme E 04-011).

On peut tabler sur les résultats suivants, la valeur donnée étant l'amplitude maxi H_{max} :

⌀ de la pièce	▽ Ebauchage de tour		▽▽ Finition de tour		▽▽▽ Rectification	
	µ pouces	microns	µ pouces	microns	µ pouces	microns
6	315	8	80	2	20	0, 5
6 à 18	400	10	100	2, 5	25	0, 6
18 à 50	500	12, 5	125	3	32	0, 8
50 à 120	630	16	160	4	40	1
120 à 250	800	20	200	5	50	1, 25

D'une manière générale la rugosité ainsi définie ne doit pas dépasser le 1/4 de la tolérance.

Pour obtenir des états de surface poussés, il faut partir de métaux à structure cristalline très fine et les usiner par abrasion à des vitesses élevées (quelques dizaines de mètres par seconde) en choisissant un abrasif dont la dureté soit supérieure à celle du métal et dont la résistance aux chocs soit d'autant plus élevée que la résilience du métal est plus grande.

* * *

Du fait de la rugosité des surfaces, l'aire réelle du contact entre deux organes en regard est totalement différente de l'aire apparente de contact. Le contact réel a lieu entre aspérités et le rapport $\frac{\text{surface réelle}}{\text{surface apparente}}$ de contact est souvent de l'ordre de $\frac{1}{10\,000}$ (valeur obtenue par mesure de la résistance électrique de contact).

Les pressions réelles de contact sont donc très élevées et, sous l'effet de ces pressions, les points de contact se déforment plastiquement jusqu'à ce que la surface réelle du contact soit suffisante pour soutenir l'équilibre compte tenu des résistances à l'écoulement plastique des métaux, ainsi qu'il ressort du tableau ci-contre :

Au total une déformation plastique se produit en de nombreux points ; cette déformation permanente est complétée en quelques points par une déformation élastique donc temporaire ; la pression unitaire minimale est pratiquement égale à la limite élastique du matériau.

Plaques d'acier rectifiées de 21 cm^2 de surface apparente

Charge (kg)	Surf. réelle de contact (cm^2)	Rapport $\frac{\text{surf. réelle}}{\text{surf. appar.}}$	Pression en kg/cm^2 Théorique	Réelle	
2	0,0002	$1 . 10^{-5}$	0,095	10 000	
5	0,0005	$2,5 . 10^{-5}$	0,238	10 000	Limite
100	0,01	$5 . 10^{-4}$	4,760	10 000	élastique
500	0,05	$2,5 . 10^{-2}$	23,800	10 000	de l'acier

(d'après Bowden, Tabor et Holm)

Les pressions intenses créées en certains points provoquent la soudure des surfaces en regard ; en cas de glissement ultérieur un cisaillement se produira dans le matériau le moins résistant, cisaillement ayant lieu dans le matériau lui-même et non à l'interface du fait de l'écrouissage superficiel subi.

Ces cisaillements donnent lieu au coefficient de frottement à sec sous charge ; en présence d'un lubrifiant et en absence de soudure le glissement s'accompagne d'un coefficient de frottement beaucoup plus faible qui correspond au frottement intermoléculaire au sein de l'huile, coefficient variable avec la viscosité de l'huile.

Une manifestation exagérée des phénomènes de frottement à sec (ou avec graissage d'un débit insuffisant pour évacuer les calories dégagées dans le frottement) conduit, plus ou moins rapidement selon la pression réelle, la rugosité, la nature des métaux en regard ... à la soudure généralisée, au cisaillement généralisé avec transfert de matières d'un solide sur l'autre et dégradation conséquente de l'état de surface, dégradation qui, à son tour, accentue l'avarie.

L'objet du rodage est d'augmenter, rapidement et sous contrôle, la surface réelle de contact par arasage des aspérités, les creux étant conservés.

La mise en service d'une machine quelconque exige, les tolérances adoptées pour l'usinage des pièces en regard ayant été choisies telles que les ajustements soient corrects, que :

1. Les aberrations macrogéométriques, qu'elles soient dues :
   à des défauts d'usinage (faux ronds, vibrations de l'outil...)
   à des défauts de mise en place (déformations de chemises

lors du serrage des chemises, déformations des coussinets placés dans des têtes de bielles insuffisamment rigides ...)

soient corrigées de telle sorte que soit rendu possible l'établissement de tous les régimes lubrifiants hydrodynamiques prévus ;

2. Les aberrations microgéométriques soient diminuées au point que l'inéluctable absence temporaire de tels régimes (lancement du moteur, points morts en fin de course du piston) ne conduise pas à des pressions ponctuelles susceptibles d'entraîner la dégradation des surfaces.

La correction des aberrations macrogéométriques sera facilitée par la présence, quand cela est possible, d'un matériau ductile, à faible module d'élasticité et à faible limite élastique (plomb, étain ...); ainsi tant que la technique n'a pas été à même de réaliser des têtes de bielle rigides le bénéfice que l'on pouvait retirer de l'utilisation des antifrictions à base de cuivre (métal rose) a été industriellement impossible.

Pour que la correction des aberrations microgéométriques puisse être entreprise il faut que les amplitudes des erreurs de forme soient inférieures aux amplitudes des dénivelées de rugosité. Procéder au

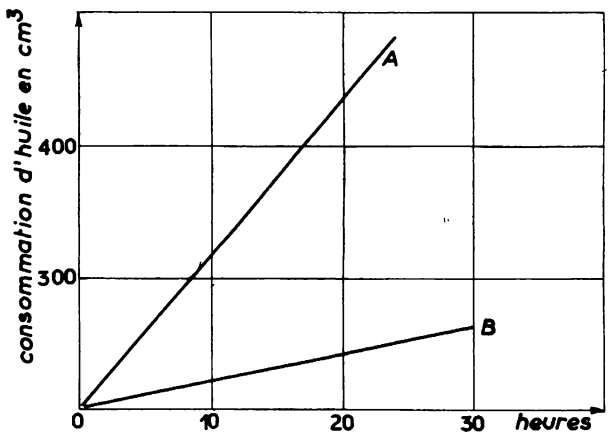


Fig. II.6.- Effet des ondulations de forme sur le rodage des chemises. Rugosité d'origine : 30 à 40 micro-inches C.L.A.

A. Amplitude des ondulations ≃ amplitude des rugosités.

B. Amplitude des ondulations $< \frac{1}{2}$ amplitude des rugosités.

(Williams et Daniel, I.M.E. - Février 1955)

rodage d'un assemblage ne satisfaisant pas à cette condition ne peut que conduire à des déboires, surtout lorsqu'il s'adresse à un assemblage aussi susceptible que l'ensemble segment-chemise (métaux ferreux, température, pression, absence d'huile ...) (fig. II.6).

Le "superfini" ne peut donc s'adresser qu'à des pièces dépourvues d'erreur de forme et lubrifiées en permanence en régime hydrodynamique.

Lorsque les conditions présidant à la possibilité d'obtention d'un rodage correct sont observées, on doit en faciliter l'exécution en utilisant des huiles :

- Ne retardant pas inutilement le processus d'arasage des aspérités (il faudra donc éliminer les huiles extrême pression qui, en fait, camouflent le rodage et utiliser avec prudence les huiles dopées) (fig VI.7a et b) ;
- Assez fluides pour évacuer rapidement les calories dégagées par les frottements et éliminer les particules métalliques détachées ;
- Assez visqueuses pour permettre l'établissement d'un film d'huile suffisamment épais ;
- Pourvues, si possible, d'additifs qui,se dissociant sous l'effet de l'élévation de température provoquée par le contact entre aspérités, attaquent chimiquement les dites aspérités.

Il peut, dans certains cas critiques, être intéressant :

1. De faciliter la finition de la mise en forme des aberrations macrogéométriques des matériaux durs en faisant entrer leurs couches superficielles dans un composé métallique nouveau par traitements chimiques opérés à température modérée (phosphatation, sulfuration, sulfonitruration ...) sous réserve qu'il n'en résulte pas une usure systématique importante ;

2. Lorsque les surfaces sont bien lubrifiées et les erreurs de forme peu accentuées, d'éviter les microsoudures et filiations métalliques en modifiant le réseau cristallin superficiel par cémentation, nitruration ...

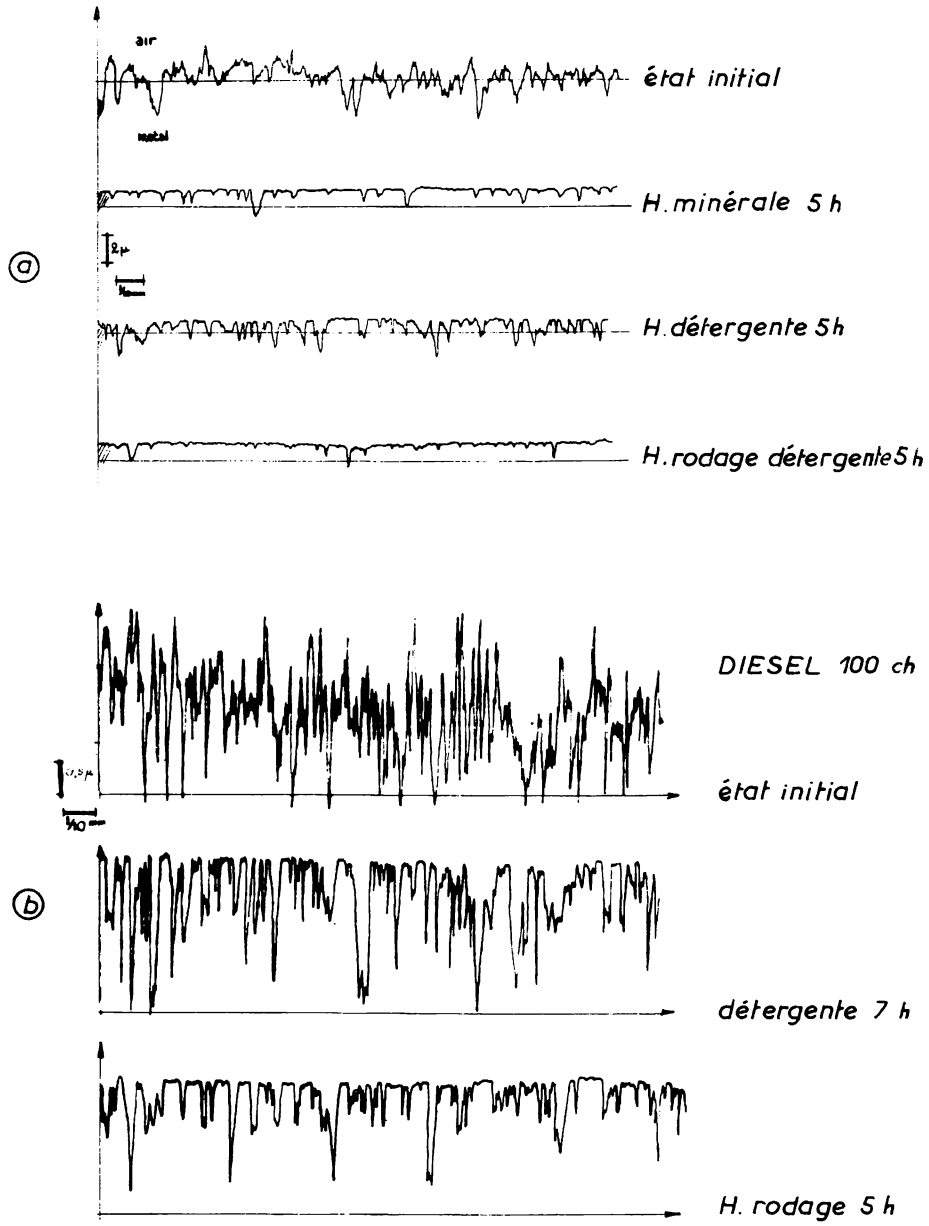


Fig. II. 7. - Successions d'états de surface de chemises en cours de rodage. Etats relevés en fonction de la qualité de l'huile utilisée lors du rodage. Appareil utilisé : Talysurf n° 3, reproducteur.

a) Faible amplification. b) Forte amplification.

BIBLIOGRAPHIE

Normes des divers pays industriels.

PALLEZ. La forme des pièces et les ajustements. Courrier de la normalisation, mai-juin 1960.

MARTIN et MIMOLLE. Métrologie et contrôle industriels. Mécanique, mai à septembre 1943.

GRAND (P.). Influence de la température sur l'étalonnage des jauges. Revue générale de mécanique, février, juillet, novembre et décembre 1955 et février 1956.

LASNIER et PLAGNOL. Les états de surface. Position actuelle de la question. Journal de la S.I.A., juillet-août 1945.

SCHOBINGER. Contribution à la définition de la rugosité. Revue G.A.M.I., octobre 1957.

Colloque des états de surface. Institut Français du Pétrole, 1957 et 1958.

TRILLAT (J.J.). Les états de surface et leurs mesures. Etude n° 3 de l'U.T.A.C.

Contrôle des états de surface. Brochure de la "Surface checking gage Company". Hollywood 28, California. U.S.A.

MIRAU (A.). Méthodes et appareils français de mesure du fini des surfaces. Machine moderne, novembre 1955.

PALLEZ. Les états de surface et la normalisation internationale. Ingénieurs et techniciens, avril 1957.

CAIN. Contribution du Laboratoire central de l'armement à la qualification et à la mesure des rugosités superficielles. Colloque du G.A.M.I., 7 mars 1955.

JOSEPH et MONTANDON. Critères et mesure de la microgéométrie des surfaces. Revue G.A.M.I., octobre 1957.

RUBERT. La confusion dans la mesure des rugosités. Engineering 23 octobre 1959.

CONTE. Sujétions mécaniques et géométriques du rodage des moteurs. Perspectives offertes par l'emploi des éthers-sels. Journal de la S.I.A., juin 1960.

DEUXIEME PARTIE

LES PROBLEMES THERMIQUES

"Une décision aventureuse et une intuition basée sur rien ne montrent qu'un homme sortant dans une fausse lumière de l'ombre de son ignorance".

BROEZE

La matérialisation de cycles thermiques à combustion interne exige un minimum de contrôle des phénomènes essentiellement chimiques de la combustion, les produits de transition formés constituant, en fait, l'articulation du problème.

Les méthodes analytiques chères au chimiste peuvent, dans une certaine mesure, permettre au mécanicien de soupçonner un peu moins intuitivement l'essentiel du processus de combustion.

Chapitre III

LA COMBUSTION

"Je ne suis quand même pas assez insensé pour être tout à fait assuré de mes certitudes" - Jean ROSTAND (Nouvelles pensées d'un biologiste)

Le rendement d'une machine thermique étant proportionnel à l'écart des températures entre lesquelles elle fonctionne, on conçoit que les processus faisant appel à la conversion, au sein d'une enceinte, d'une énergie potentielle en chaleur à haute température figurent parmi les plus commodes pour l'obtention de ces grands écarts.

Si la réaction est adiabatique (de α privatif + διαβαινειν : traverser) l'élévation finale de température est fonction de la chaleur de réaction à la température initiale et de la capacité calorifique des produits créés, capacité intégrée entre les températures initiale, maximale et finale.

Pour déterminer a priori cette élévation de température, il est donc nécessaire de connaître la nature des constituants produits pendant la combustion, ou, dans le cas d'un moteur alternatif, entre le début de la compression de l'air et la fin de la détente des gaz.

C'est bien là que réside la difficulté majeure de la technique du moteur car, du fait des températures élevées, l'étude de la combustion est forcément du ressort de la cinétique des températures élevées (l'inverse n'est pas obligatoirement vrai car beaucoup de réactions sont déjà très rapides à la température ordinaire).

Considérons, par exemple, un simple bec Bunsen. Si nous supposons que les produits finaux de la combustion sont H_2O et CO_2, nous déterminons par calcul une température de réaction de 1800°C, ce qui est bien la température atteinte juste au-dessus de la zone de réaction. Mais si nous envisageons une flamme de méthane et d'oxygène en proportion stœchiométrique (de στοιχειου : convenable, correct) on trouve par le calcul une température de 5 000°C alors que la température mesurée n'est que de 2 700 : cette différence provient du fait que les gaz produits par la combustion sont fortement dissociés en CO, H_2, O_2

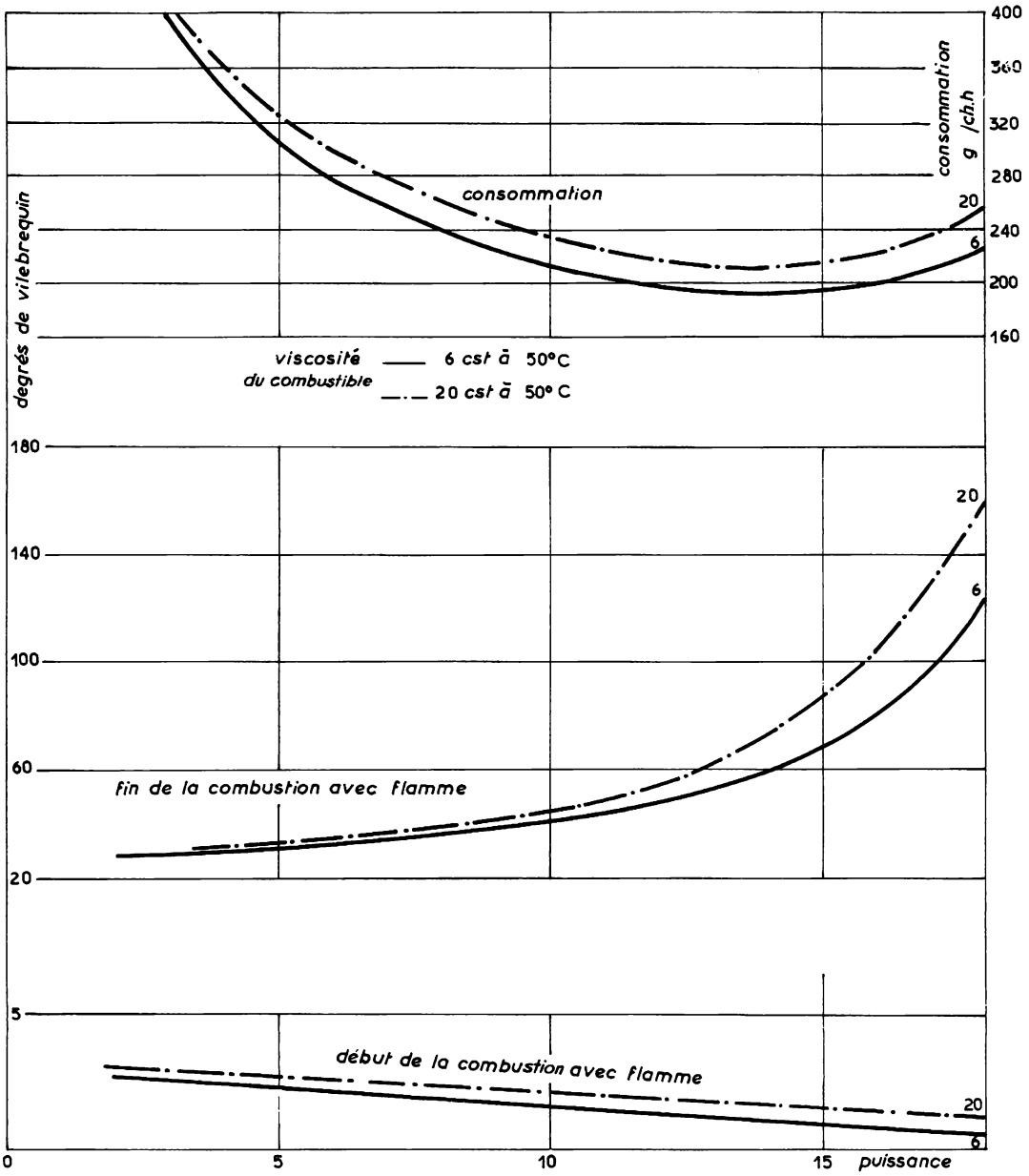


Fig. III. 1 a. - Influence de la viscosité du combustible sur la position de la combustion et la consommation de combustible.
Monocylindre 4 temps. D = 133. C = 203. N = 850 tr/mn. Non suralimenté. Préchambre de combustion.

(S.A.E. Transactions 1937)

et en radicaux libres, dissociations qui, absorbant une partie importante de la chaleur de réaction, limitent la température de la flamme.

Si la nature des produits rencontrés dans une réaction à haute température aussi simple et aussi continue que la combustion (méthane + oxygène) est déjà difficile à déterminer, on conçoit combien plus grandes peuvent être ces difficultés dans le cas de moteurs à piston où les réactions chimiques mises en œuvre se développent en régime intermittent à haute fréquence et dans une enceinte opaque. Dans ces conditions, les compositions des corps qui naissent et meurent durant le temps de combustion sont pratiquement inconnues à ce jour ainsi que les températures atteintes, donc ainsi que la nature des réactions chimiques mises en œuvre.

Nous nous trouvons donc plongés en plein domaine d'empirisme, méthode expérimentale féconde qui ne suscite un qualificatif péjoratif que de la part de ceux dont l'intelligence n'est ni assez vive ni assez positive pour tirer profit des inépuisables ressources d'enseignements précieux qu'elle offre généreusement (fig. III. 1 a, b, c, d).

CARACTERES GENERAUX DE LA COMBUSTION DANS LES MOTEURS THERMIQUES A CYCLE ALTERNATIF

Le trait caractéristique du moteur Diesel est l'inflammation spontanée du mélange (air à $\simeq 550^\circ$ C + gouttelettes de combustible pulvérisées), inflammation provoquée par l'élévation de température obtenue par compression rapide et importante de l'air.

Pour obtenir, moteur froid, une température suffisante (entre 500 et 600°C) il faut un rapport de compression volumétrique de l'ordre de 15, alors que, dans les moteurs à inflammation commandée, ce rapport doit être de l'ordre de 7.

La nécessité de cette différence de rapport de compression s'explique assez simplement :

- L'essence est un liquide volatil à la température ordinaire; on peut donc la mélanger à l'air sans transformation préalable. Pour que ce mélange puisse être utilisé dans un moteur, il faut qu'il soit explosible (pour reprendre le terme même de Beau de Rochas qui, dès 1862, annonçait que "une économie plus grande pourrait être obtenue en comprimant un mélange explosible à une pression élevée avant allumage").

Mais cette explosion ne doit pouvoir se produire que dans des conditions de température et de pression dont on puisse rester maître

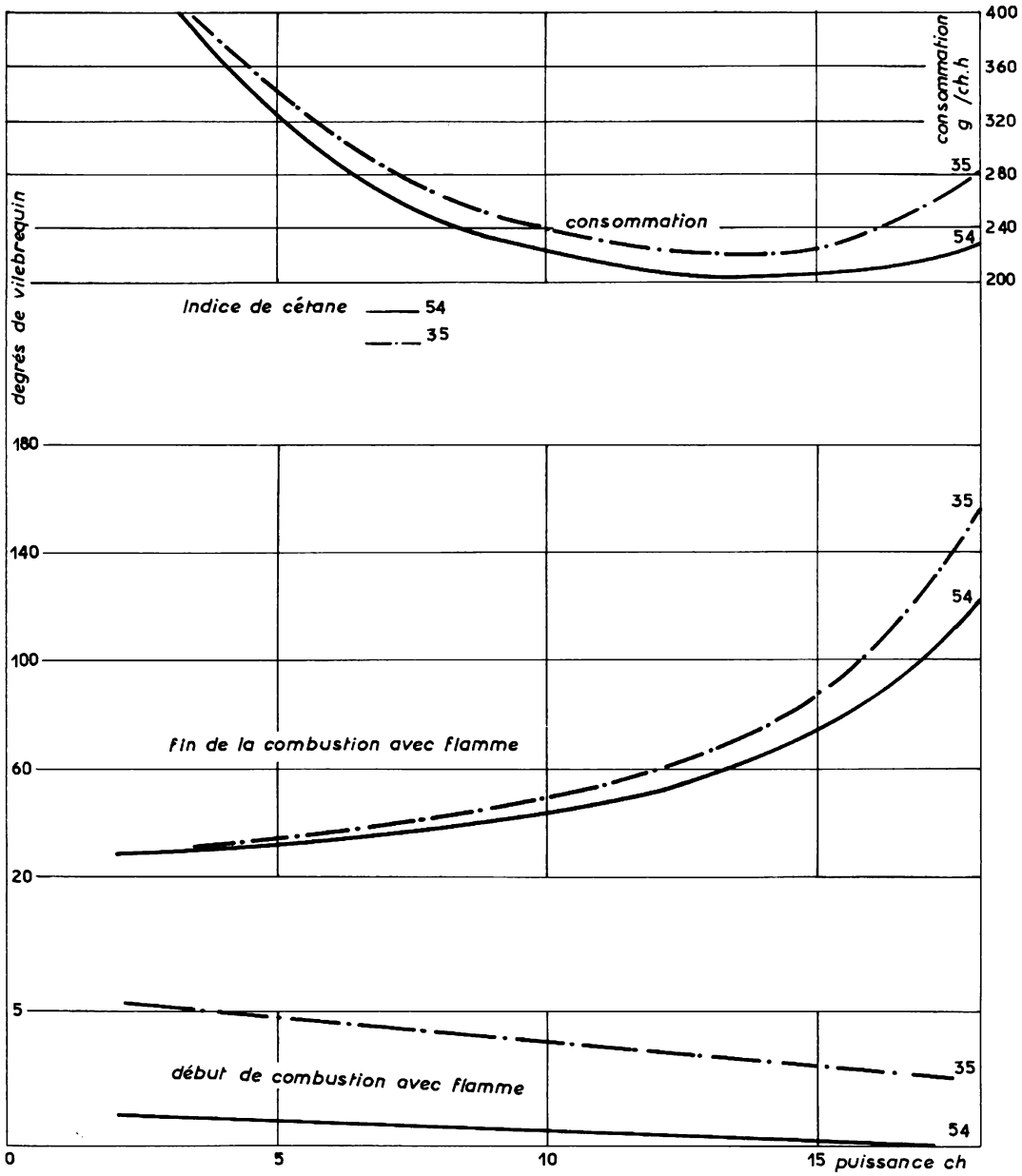


Fig. III. 1b. - Influence de l'indice de cétane sur la position de la combustion et sur la consommation de combustible.
Monocylindre 4 temps. D = 133. C = 203. N = 850 tr/mn. Non suralimenté. Préchambre de combustion.
(d'après S.A.E. Transactions 1937)

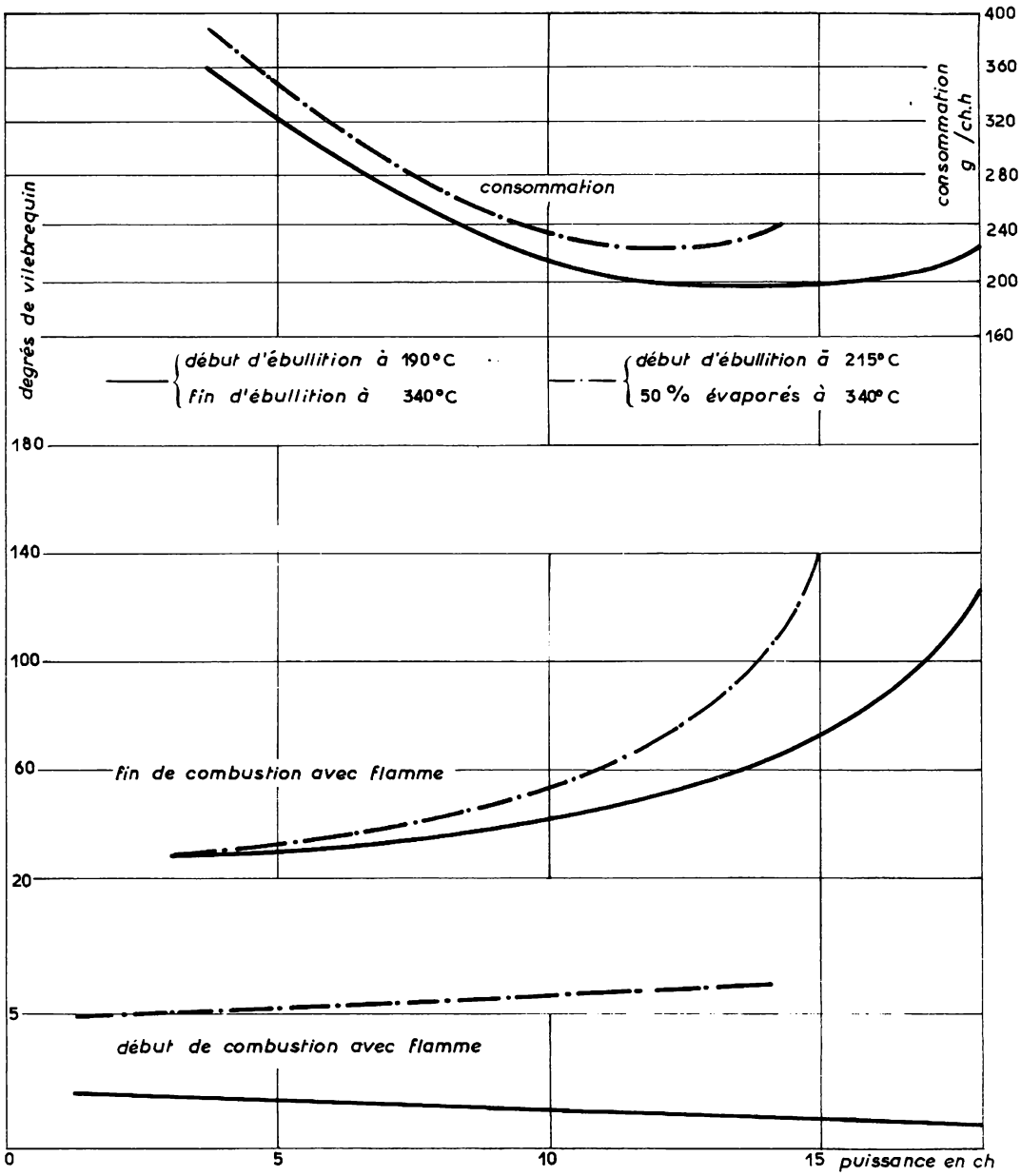


Fig. III. 1c. - Influence de la volatilité du combustible sur la position de la combustion et la consommation de combustible.
Monocylindre 4 temps. D = 133. C = 203. N = 850 tr/mn. Non suralimenté. Préchambre de combustion.
(d'après S. A. E. Transactions 1937)

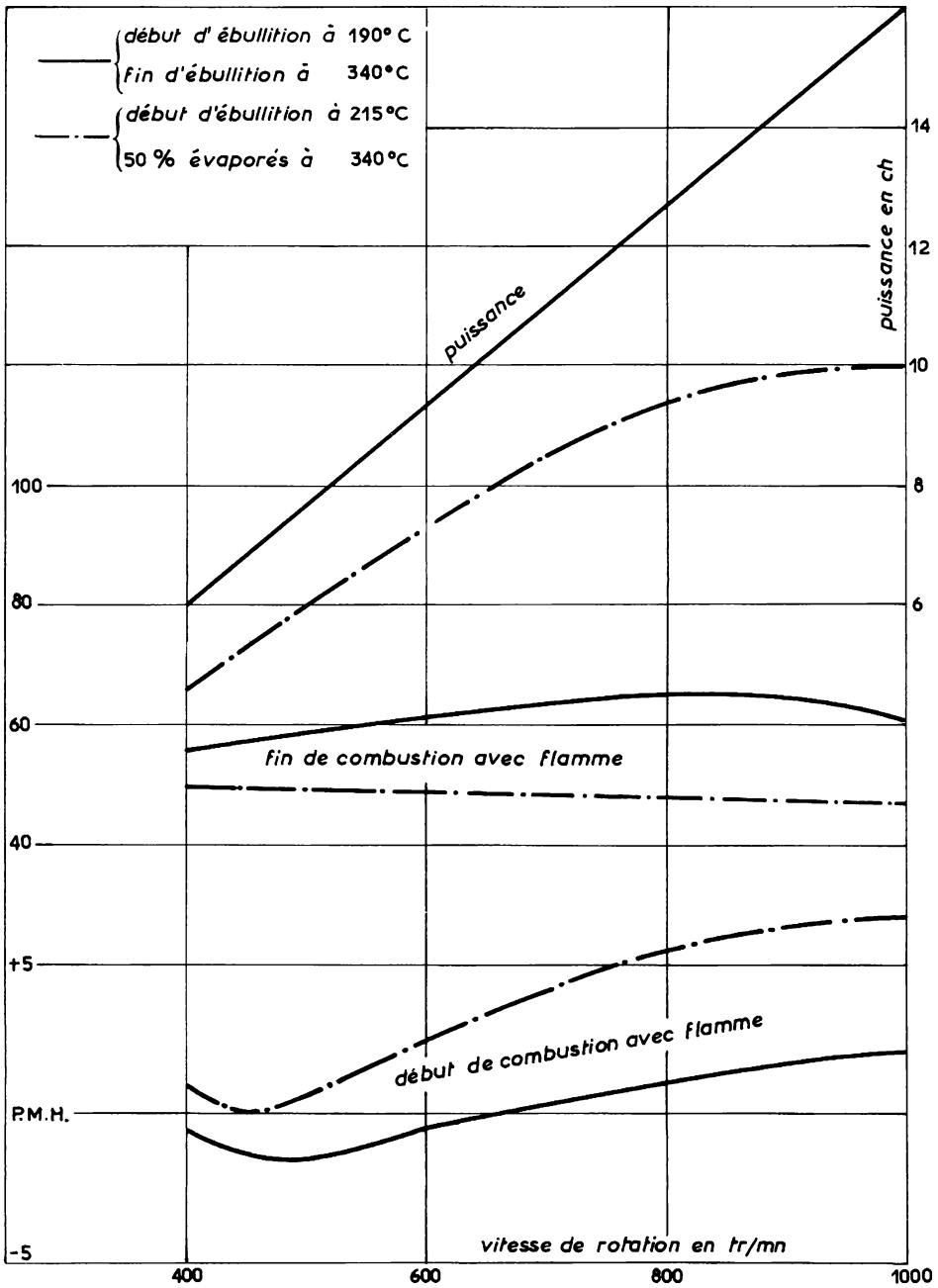


Fig. III. 1 d. - Influence de la volatilité du combustible sur les performances à vitesse variable.
Monocylindre 4 temps. D = 133. C = 203. Non suralimenté. Préchambre de combustion.
(d'après S. A. E. Transactions 1937)

et, par surcroît, à un moment fixé. Il est donc indispensable d'éviter la détonation et pour cela ne pas dépasser une certaine température donc une certaine pression de compression.

- Le combustible pour moteur Diesel n'est pas volatil à la température ordinaire; il faut donc l'introduire mécaniquement dans l'air.

Mais ce combustible pour moteur Diesel s'enflamme spontanément à des températures inférieures à sa température de vaporisation complète.

Il est donc nécessaire d'introduire ce combustible dans le cylindre un peu avant la fin de la compression de l'air et, dans le laps de temps qui sépare le début de l'injection de la fin de la compression (laps de temps d'autant plus réduit que le moteur tourne plus vite), il faut :

1. Le mélanger intimement à l'air
2. Provoquer son auto-allumage.

Mais par ailleurs il importe de limiter les pressions produites et pour cela de faire en sorte que soit évitée l'inflammation spontanée en masse; il faut donc doser le débit d'introduction du combustible. Le gas-oil étant, fort heureusement, un mélange d'hydrocarbures, il est loisible de jouer sur la vaporisation des hydrocarbures volatils pour, dans le temps très court imparti (de l'ordre de $\frac{1}{500}$ s), provoquer une inflammation progressive permettant de réaliser une répartition diffusante des particules. On conçoit que les combustibles ayant un pourcentage notable de composés volatils s'enflammant facilement, c'est-à-dire à nombre de cétane élevé, soient fréquemment les bienvenus.

Les propriétés chimiques respectives de l'essence et du combustible Diesel viennent, jusqu'à un certain point, se conjuguer avec leurs propriétés physiques.

La vitesse d'oxydation d'un hydrocarbure croît très vite avec le nombre d'atomes de C par molécule. Pour le combustible Diesel (en C^{14}. C^{16}) cette vitesse d'oxydation est de l'ordre de 2 000 fois plus grande que pour l'essence (en C^4. C^6).

Il s'ensuit que pour éviter le cognement, conséquence d'une vitesse d'oxydation trop grande, il faut un rapport de compression allant en décroissant avec le nombre d'atomes de C, puisque le rapport de compression volumétrique conditionne la température maximale de compression et la densité du mélange (fig. III. 2).

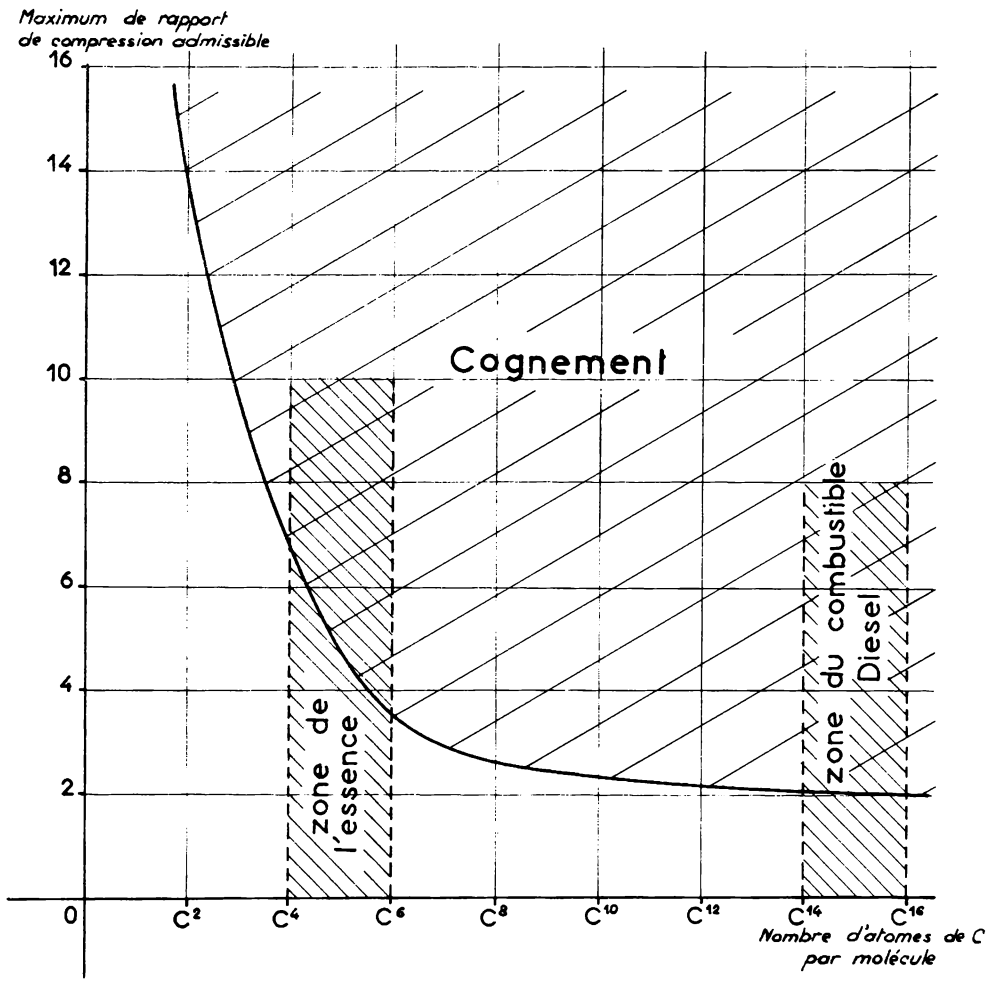


Fig. III. 2. - Cognement en fonction du combustible et du rapport de compression volumétrique.

Etant donné que, pour augmenter le rendement, il faut accroître ce rapport, il s'ensuit que, même avec l'essence, on est amené à prendre des mesures à effet antidétonant.

En ce qui concerne le diesel, la valeur du rapport de compression est très supérieure à la valeur provoquant le cognement et celui-ci devrait être très supérieur à ce que l'on constate en réalité. Mais, dans ce moteur, le mélange du combustible et de l'air est loin d'être intime au début de l'auto-allumage : faute d'oxygène, les premières réactions se traduisent par la formation de peroxydes ($C_{16}H_{34} + O_2 \longrightarrow C_{16}H_{33}OOH$) et par la décomposition des molécules en C^n en des fractions moléculaires à exposant moins élevé, donc en fractions ayant une plus faible vitesse d'oxydation.

Pour diminuer le cognement d'un moteur Diesel, il faut donc, à combustible et à rapport de compression donnés, diminuer la rapidité de pulvérisation du combustible au sein de l'air. Pour une certaine allure de pulvérisation, la vitesse d'oxydation est suffisamment lente pour que le cognement devienne acceptable. Mais il ne faut pas aller trop au-delà de ce seuil sous peine d'arriver assez rapidement à la formation massive de carbures à exposant de moins en moins élevé, voire jusqu'au C^1, carbone libre, pour lequel la vitesse d'oxydation est si lente que, quel que soit le rapport de compression, la combustion est impossible : la limite inférieure du cognement admissible est donc, pour un combustible, un équipement d'injection et un rapport de compression volumétrique donnés, l'apparition d'une fumée noire trop abondante.

On conçoit la difficulté d'harmoniser de telles sujétions lorsque le moteur considéré est destiné à fonctionner à vitesse et charge variables, et ce par surcroît à diverses températures, comme il est d'usage courant dans l'utilisation des moteurs rapides (fig. III. 3).

Tel moteur, dont la combustion s'avère satisfaisante à plein régime à chaud, provoque au ralenti prolongé à vide et à froid, et ce par défaut de pulvérisation, une formation de laques d'une abondance telle que, en quelques heures, voire moins, les soupapes s'en trouvent bloquées et la chambre de combustion remplie. Une amélioration de la qualité de la pulvérisation de nature à éliminer ce défaut risque de se traduire, à plein régime à chaud et au rapport de compression volumétrique considéré, par des réactions secondaires qui, favorisant l'auto-allumage, réduisent le délai d'allumage primitivement adopté et, du fait de la séparation de particules riches en hydrogène, font apparaître un résidu qui ralentit les réactions et, s'enrichissant

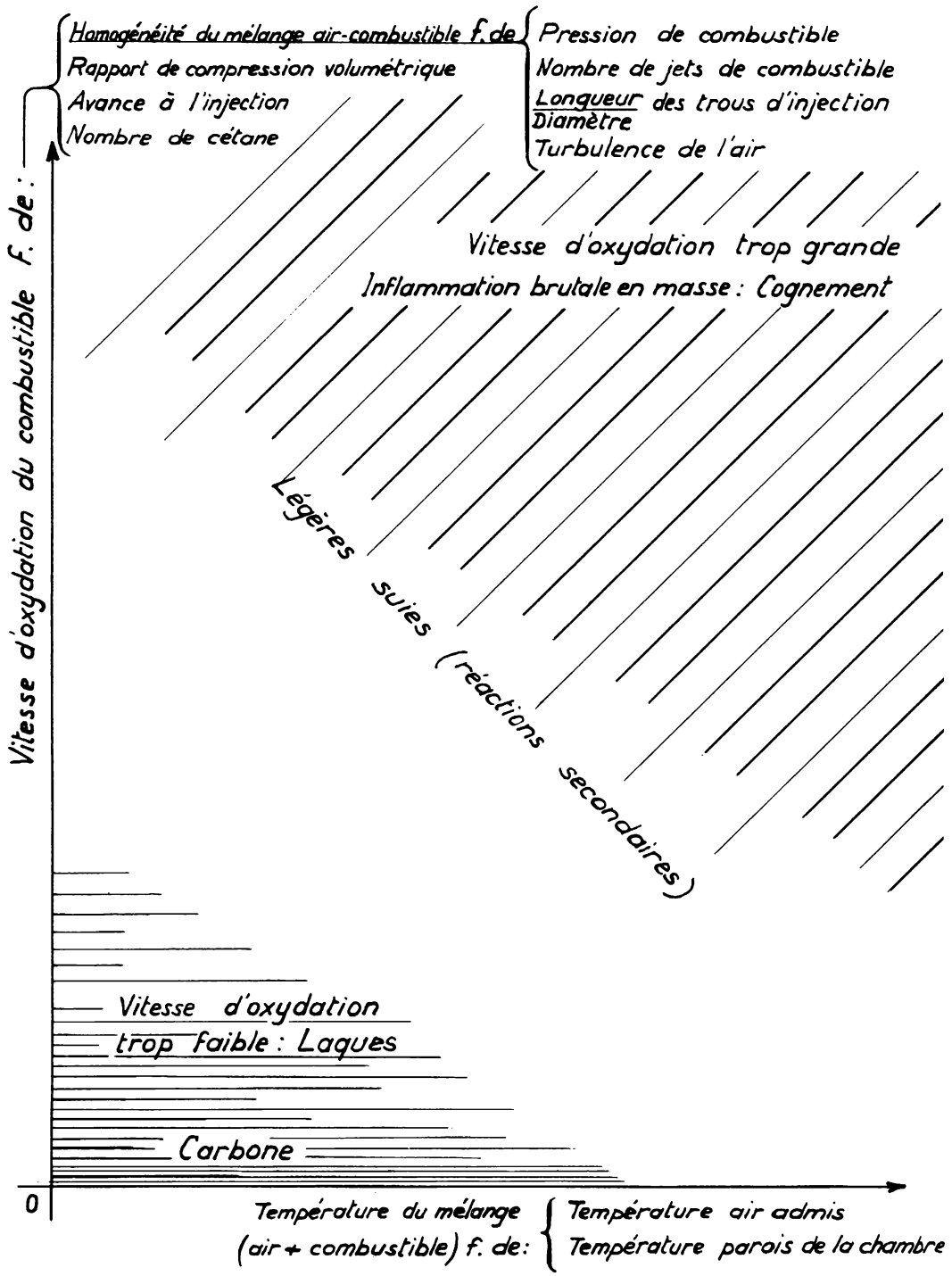


Fig. III. 3. - Représentation très schématisée des zones de type de combustion dans le cas d'un moteur Diesel.

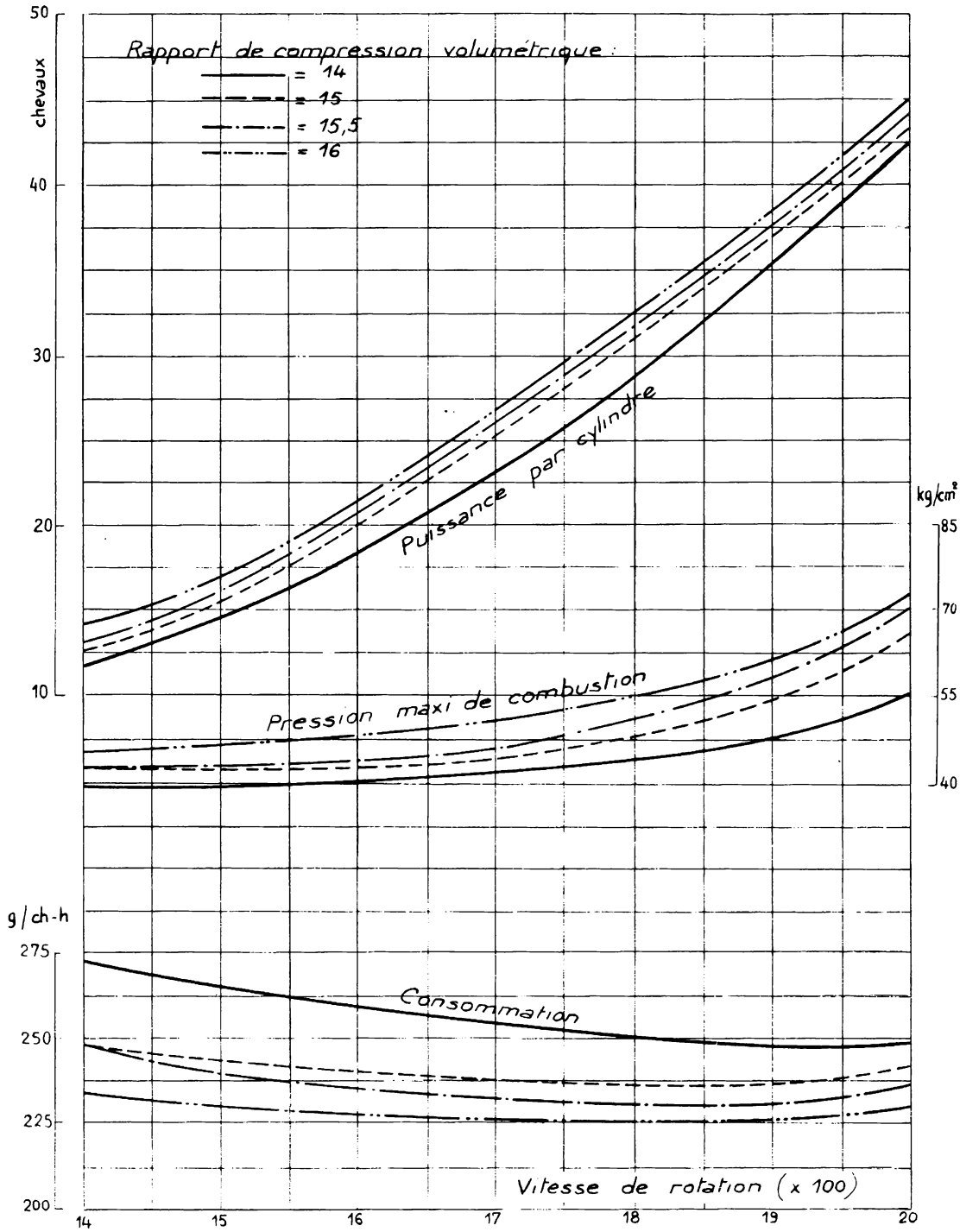


Fig. III. 4 a. - Variations des caractéristiques fonctionnelles d'un moteur suralimenté (D = 136,5. C = 158) à préchambre de combustion.
(document PACKARD)

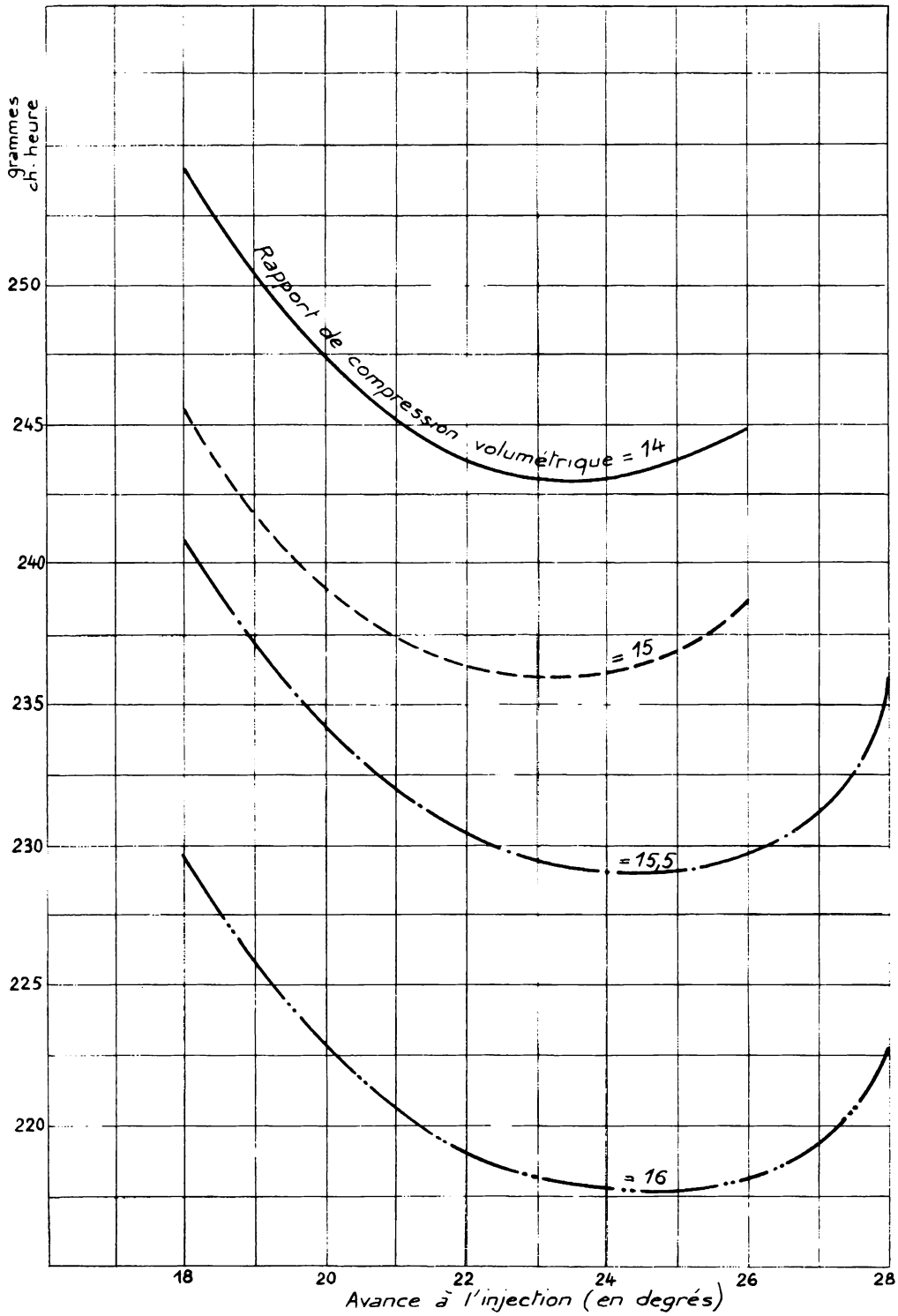


Fig. III. 4 b. - Variation des caractéristiques fonctionnelles d'un moteur suralimenté (D = 136,5. C = 158) tournant à 2 000 tr/mn (moteur à pré-chambre de combustion). (document PACKARD)

constamment en carbone, passe sous forme de suie dans les gaz d'échappement.

Sans aller jusqu'à ces désagréables déconvenues, on constate des modifications sensibles dans les caractéristiques fonctionnelles d'un moteur lorsque varient, à température constante, les paramètres de la vitesse d'oxydation (fig. III. 4 a et b).

Dans le domaine du moteur Diesel rien ne s'oppose, en première analyse, à ce que soient adoptés des rapports de compression suffisamment élevés pour que le rendement thermodynamique η, qui s'établit aux environs de 0,45 pour le moteur à essence, atteigne 0,60.

Aussi pouvons-nous, déjà, tirer la conclusion que le diesel consommera moins d'un combustible dont le pouvoir calorifique au kilogramme est équivalent à celui de l'essence et qui, plus dense que l'essence, est, par surcroît, vendu, comme celle-ci, au litre.

Pour introduire le gas-oil dans l'air qui, en fin de compression, est à 35-40 kg/cm^2 et à 500°C, il faut évidemment opérer sous forte pression et ce d'autant plus qu'il faut, en outre, assurer, au moyen de la pénétration des jets, la répartition suivant une caractéristique donnée du combustible pulvérisé dans un volume d'air environ 1 000 fois plus grand.

La courte durée de la carburation et l'énorme disproportion volumétrique entre air et combustible rendent difficile cette carburation; il s'ensuit que la perfection théorique de la combustion Diesel est un état éminemment précaire et que, pour assurer la pérennité - relative - de la combustion pratiquement complète, on est conduit à fonctionner avec un excès d'air d'au moins 20 %. De ce fait, un litre de mélange (air + gas-oil injecté) ne dégage guère qu'une quantité de chaleur de 0,775 kcal alors que le mélange carburé (air + essence) en dégage 0,945.

Les puissances indiquées fournies au litre de cylindrée seraient dans le même rapport, pour un même rendement thermodynamique.

Mais une portion non négligeable de travail indiqué est utilisée pour vaincre les résistances internes du moteur, lesquelles croissent avec les valeurs des surfaces de frottement interne. Or celles-ci augmentent avec les pressions de combustion. Au total on admet empiriquement que la valeur du rendement mécanique est de l'ordre de :

$$0,98 - (25 \times 10^4)\, p_c$$

soit 0,77 pour le diesel, 0,87 pour le moteur à essence (fig. III. 5).

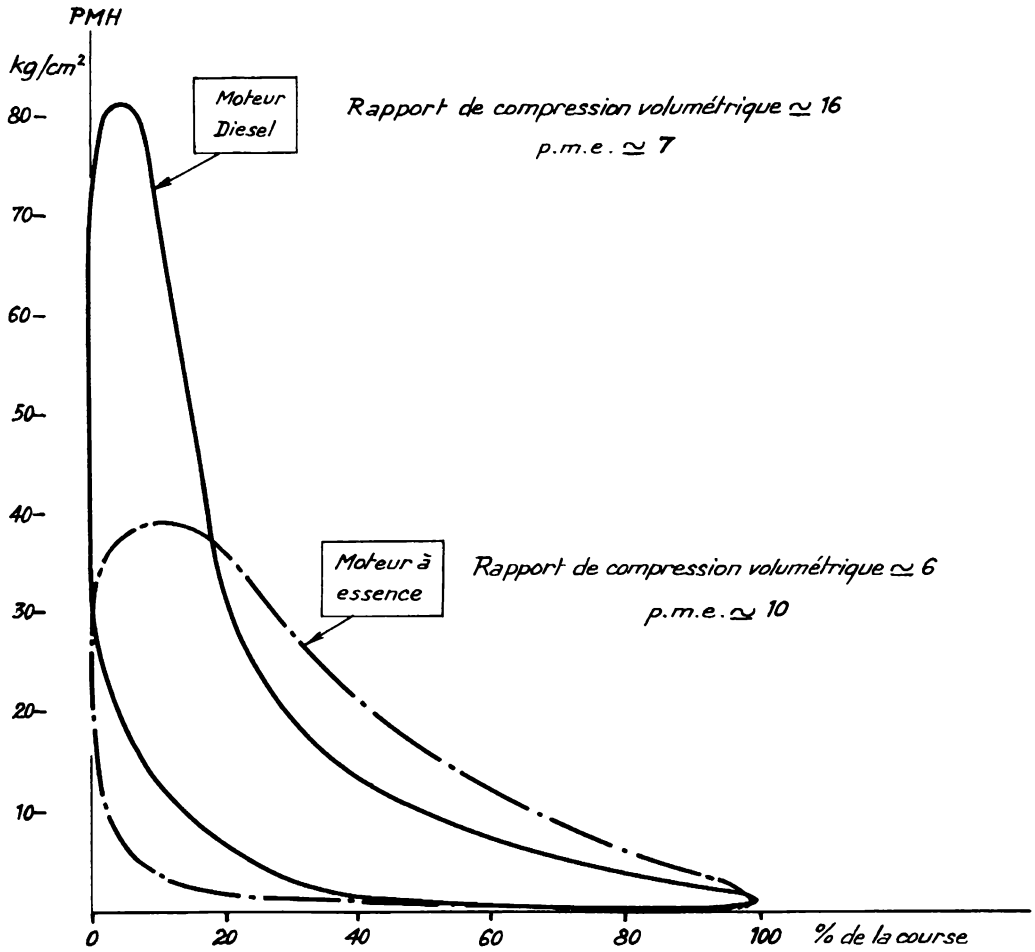


Fig. III. 5. - Comparaison des diagrammes de pression d'un moteur à essence et d'un moteur Diesel.

La détermination exacte d'un rendement mécanique est, en réalité, délicate du fait de la présence de nombreux autres paramètres parmi lesquels le nombre et le type des segments, le type d'huile, les pertes dans l'admission et l'échappement, la p. m. i, le rapport de compression volumétrique, la vitesse moyenne de piston, la vitesse de rotation... Il ne faut pas perdre de vue qu'une grande partie des pertes par frottement procède de l'inertie des pièces en mouvement alternatif, inertie qui croît comme la vitesse de piston et le carré de la vitesse de rotation. Toute diminution de course effectuée pour augmenter la vitesse de rotation s'avérera donc maléfique dans ce domaine. Il faut voir là l'une des raisons pour lesquelles la consommation spécifique des moteurs hypercarrés est, toutes choses égales par ailleurs, plus élevée que les moteurs à longue course.

Au total, le moteur Diesel sera, au cheval, plus encombrant, plus lourd, plus cher qu'un moteur à essence tournant à la même vitesse. Son seul rendement thermodynamique à pleine charge lui permet commercialement de vivre. L'augmentation de la différence des valeurs des rendements thermodynamiques aux charges partielles lui permet de se développer.

Exemple. - Comparaison de deux moteurs 4 temps, 12 cylindres en V, tous deux conçus en 1934 :

	Diesel	Essence
Alésage	140	140
Course	175	160
Nombre de tr/mn	1 500	1 600
Cylindrée/minute (litres)	48 500	47 000
Rapport de compression volumétrique ..	15,6	5,5
Puissance (ch)	300	425
Puissance par litre de cylindrée	9,3	14,5
Poids (kg)	2 280	850
Poids par cheval	7,6	2
Consommation spécifique en g/ch.h :		
- au régime nominal	180	248
- à 1/2 charge	220	380
Consommation moyenne en litres : aux 100 km (autorails omnibus)	56	110

Des comparaisons similaires effectuées sur des moteurs récents pour automobiles (Peugeot, Mercédès ...) conduisent à des divergences moins accusées - quoique toujours sensibles - du fait que l'augmentation de la vitesse de rotation a contraint d'adopter, en version Diesel, des solutions obérant la consommation spécifique alors que, en version essence, l'apparition de combustibles à haut indice d'octane a permis un accroissement sérieux du rapport de compression volumétrique.

Remarquons que moteur à essence et moteur Diesel sont des moteurs volumétriques, c'est-à-dire des moteurs dans lesquels on utilise pleinement la compression et la détente : leur consommation est, de ce fait, proportionnelle au produit du couple par le nombre de tours.

Par contre, la turbine à gaz est un moteur cinétique, dans lequel il y a glissement entre le fluide moteur et la roue motrice. La consommation étant proportionnelle au couple fourni, il s'ensuit que la consommation au cheval est très mauvaise lorsque, à basse vitesse, la turbine doit fournir un couple moteur ; cet handicap majeur la rend peu apte à l'utilisation à charges et vitesses variables, bien que son couple puisse, au point fixe, être de 2 à 3 fois le couple de régime, ce qui n'est pas le cas, malheureusement, pour les moteurs volumétriques.

ETUDE DE LA COMBUSTION DANS LE MOTEUR DIESEL

Les phénomènes de combustion sont très complexes et très imparfaitement connus. Il est, en effet, très difficile de les isoler et de les reproduire in vitro. On ne peut, en fait, les étudier que dans les conditions mêmes où ils se produisent dans les moteurs et ces conditions se prêtent vraiment très mal à l'observation. Dans l'état actuel des connaissances, les phénomènes fondamentaux de la combustion en sont toujours à l'état d'hypothèses et les variables, multiples, en sont encore mal individualisées.

Nous avons dit que, pour introduire le gas-oil liquide dans l'air comprimé, il fallait opérer sous forte pression et ce d'autant plus qu'il fallait assurer au moyen de la pénétration des jets la répartition adéquate du combustible pulvérisé dans un volume d'air environ 1 000 fois plus grand.

Nous nous trouvons donc en présence d'une situation assimilable à celle d'un corps à deux phases, corps apparemment homogène, mais en vérité constitué par deux autres corps non miscibles, l'un tenant l'autre en suspension. Rappelons que, suivant l'état physique des composants, nous avons affaire à un colloïde (solide en suspension dans un liquide), à une inclusion (liquide en suspension dans un solide), à une écume (gaz en suspension dans un liquide) ou, comme c'est le cas présentement, à un brouillard (liquide en suspension dans un gaz).

Considérons un liquide et un gaz enfermés dans un vase. A la surface de contact existe une pellicule de gaz qui ne peut être séparée du liquide ni par moyens physiques ni par moyens chimiques du fait de la force physique d'adsorption qui lie le liquide et cette pellicule. Si la surface de contact est doublée, la masse de cette pellicule est doublée. Si, par agitation, le liquide est réduit en gouttelettes, la masse totale des pellicules adsorbées peut devenir considérable.

Cette zone d'adsorption semble bien être la zone active capable

d'effectuer et d'accélérer tout ou partie des réactions chimiques possibles entre le liquide et le gaz.

Dans le brouillard issu de l'injecteur les gouttelettes de combustible sont donc entourées non pas d'air normal, mais d'une zone périadsorbée d'éléments de ce mélange gazeux qu'est l'air chargé d'éléments volatils du combustible, zone périadsorbée peut être plus riche, peut être moins riche en oxygène que l'air.

Les réactions chimiques, inconnues, ayant leur siège dans cette zone périadsorbée contrôlent vraisemblablement toute la combustion.

Quoi qu'il en soit, on n'a pas encore été capable, en particulier, d'établir d'une façon définitive si l'inflammation, premier temps de la combustion, avait lieu dans la phase gazeuse dans des masses de vapeur formées par les éléments volatils du combustible mélangés à l'air ou dans la phase liquide, directement sur les gouttelettes de combustible pulvérisé ou en leur contact immédiat.

Il est possible néanmoins de se représenter le phénomène de la façon suivante :

- En illustration de la théorie d'Arrhenius si, à la température ordinaire, il faut plusieurs années pour oxyder une molécule d'hydrocarbure liquide, quelques minutes suffisent vers 250°C. Entre ces températures, la chaleur d'oxydation transmise à la molécule a largement le temps de se dissiper. A partir d'une certaine température, donc d'une certaine vitesse de réaction, la quantité de chaleur provoquée par l'oxydation n'a plus le temps de se dissiper et la température de la molécule se met à croître; le phénomène une fois amorcé s'accélère évidemment de lui-même.
- Dans les conditions de température (550°C) et de pression (35-40 kg/cm^2) régnant dans le moteur lors de l'introduction du gas-oil, lequel est un mélange d'hydrocarbures, les fractions les plus légères de celui-ci s'évaporent et se mélangent à l'air avant que, dans les conditions en question, il y ait eu destruction de molécules. Ces fractions subiraient alors un processus d'oxydation directe provoquant l'inflammation avec formation de produits intermédiaires oxygénés - peroxydes entre autres - lequel processus conduit à des produits de combustion complète sans destruction préalable de molécules.

C'est une inflammation en phase gazeuse consécutive à hydroxylation (ὕδωρ = liquide, χυλος = jus) et suivie de combustion d'abord lente s'accélérant d'elle-même.

Les parties restantes non évaporées, parties hydroxylées, sont

maintenant soumises à des conditions de température et de pression qui, croissantes, conduisent à la destruction de molécules. Les produits de cette décomposition devront être brûlés pour obtenir la combustion complète.

C'est la combustion destructrice, génératrice de produits de cracking dont certains, légers et gazeux, pourront éventuellement être brûlés mais dont la plupart, lourds et goudronneux, seront très difficiles à brûler complètement, se regrouperont, formeront des groupements moléculaires trop gros pour être maintenus en suspension à deux phases; le brouillard floculera et les goudrons se déposeront. Il en sera de même des suies.

Parodiant l'axiome d'Auguste Lumière, on peut constater que pour le diesel comme pour l'organisme vivant "l'état colloïdal c'est la vie; la floculation c'est la mort".

Constatons en tout cas que la combustion dans le diesel est un équilibre instable entre deux états stables : le combustible et l'air d'une part, le mélange gazeux $CO_2 + n\ H_2O$ d'autre part, ce qui nous ramène à la loi de Le Chatelier.

En résumé, la combustion par hydroxylation, mode analogue à la combustion du mélange carburé dans un moteur à essence, est favorable à l'obtention facile d'une combustion complète.

La combustion destructrice est, au contraire, éminemment défavorable à la combustion complète.

On conçoit donc l'importance primordiale :
- De la qualité du combustible, en particulier de sa courbe de distillation (% de produits volatils) et de son indice de cétane (facilité d'allumage)
- De la turbulence de l'air qui permettra d'offrir de l'oxygène aux produits de cracking légers nés de la combustion destructrice.

REPRESENTATION MATHEMATIQUE DE LA COMBUSTION

La combustion est une réaction exothermique dont la vitesse de réaction peut être exprimée par l'équation générale de la théorie cinétique des gaz :

$$\frac{dq}{dt} = A\ e^{\frac{-E}{R\Theta}}$$

dans laquelle :

A = facteur de fréquence pratiquement indépendant de la température
E = énergie d'activation
R = constante moléculaire des gaz.

Mais cette réaction s'effectue à l'intérieur de parois par lesquelles se produisent des pertes de chaleur variant linéairement avec la température. Suivant la valeur des températures atteintes au tout début de la combustion on obtiendra des combustions totalement différentes car des variations minimes de Θ entraînent des variations considérables de $\frac{dq}{dt}$.

Considérons (fig. III. 6) la réaction type 3. Quelle que soit la température atteinte durant la réaction, le taux de dégagement de chaleur est supérieur à la perte par les parois : la réaction devient explosive.

Considérons la réaction type 1. Au-dessus de la température Θ_1 les pertes par parois deviennent supérieures au taux de dégagement. Dans ces conditions, il y a équilibre en A et la réaction évolue lentement à température constante.

Considérons la réaction type 2. Le point B constitue un point critique : la plus petite modification de l'équilibre peut amener une modification totale de la vitesse de réaction.

On peut penser que, dans le cours du cycle Diesel, les trois types de réactions se produisent :

Réaction type 1 lors du lancement à froid.
Réaction type 3 durant la combustion destructrice.

Considérons ce dernier cas : $\left(\frac{dq}{dt}\right)_3 = A\, e^{\frac{-E}{R\Theta}}$

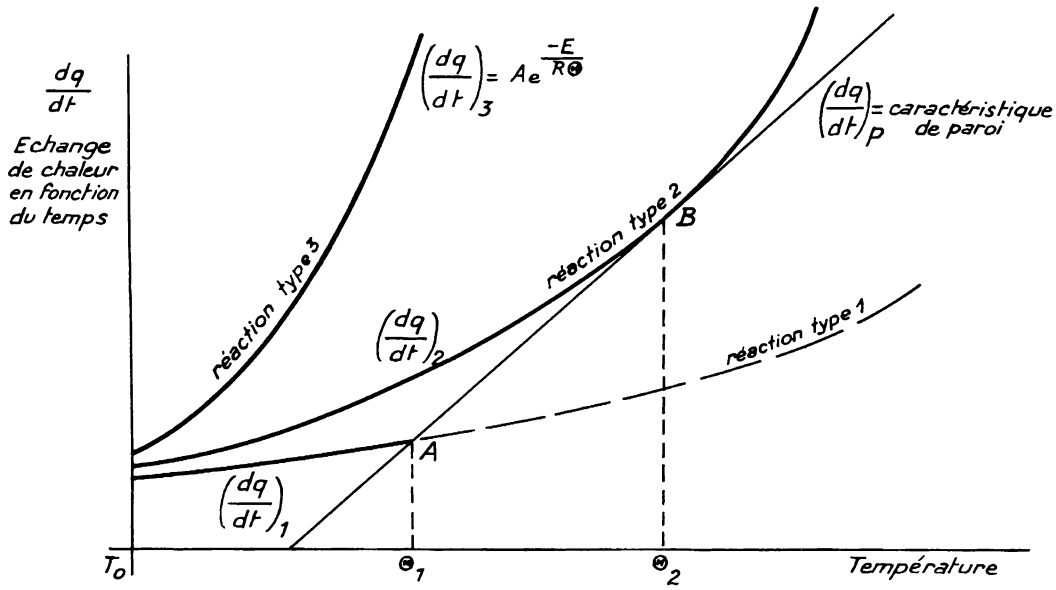
Etant donné que, par ailleurs :

$$q = \int dq = c\,\Theta$$

(c = chaleur de réaction à volume constant puisque nous considérons la combustion en son début).

on a :

$$\frac{dq}{dt} = c\,\frac{d\Theta}{dt}$$



Equilibre des échanges calorifiques.

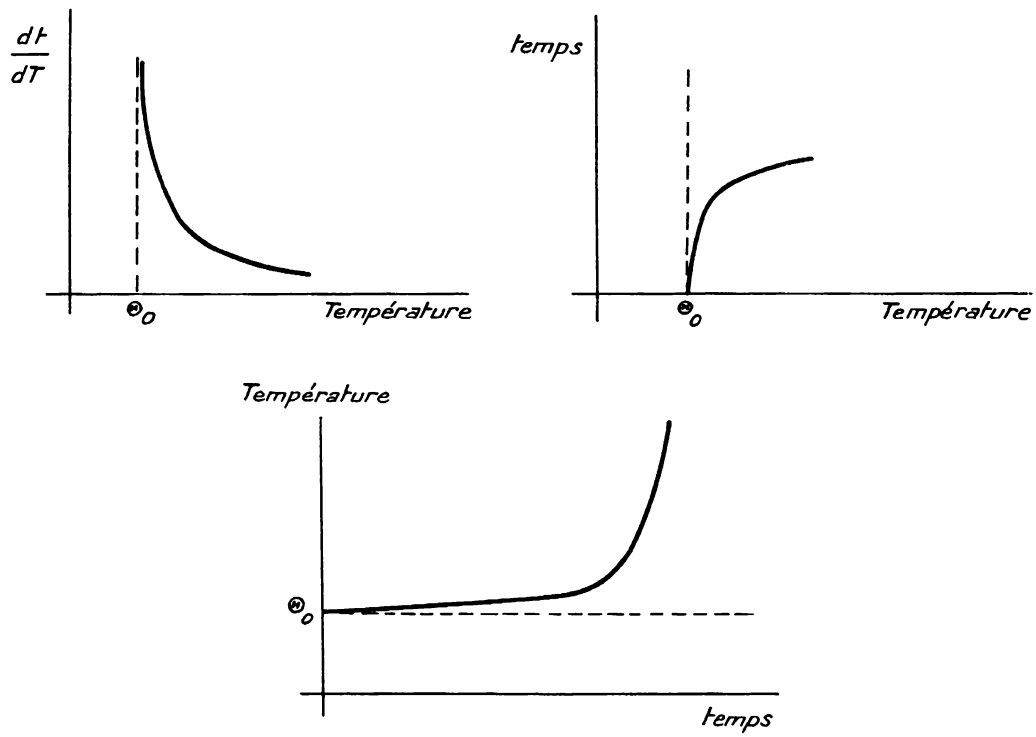


Fig. III. 6. - Courbes caractéristiques de la réaction.

soit :

$$dt = \frac{c}{A} e^{\frac{E}{R\Theta}} d\Theta$$

La courbe $\frac{dt}{d\Theta} = f(\Theta)$ est de la forme représentée en figure III. 6; les courbes $t = f(\Theta)$ ou $\Theta = f(t)$ qui s'en déduisent illustrent que, durant un certain laps de temps, la température reste pratiquement stationnaire puis que, subitement, elle tend vers l'infini.

A partir d'une certaine vitesse de réaction, on ne peut donc plus envisager le mécanisme de la combustion selon les concepts familiers reposant sur une distribution équilibrée d'énergie. Il se crée une véritable onde de choc, car les gaz se déplacent à une vitesse supérieure à celle du son. La crête de choc peut porter la température des gaz à plusieurs milliers de degrés : par examen au spectrographe on a trouvé des températures allant jusqu'à 8 000°C dans des flammes dont le maximum ne dépassait pas théoriquement 1 700°C. Si certaines flammes, celles de H_2 et de CO notamment, ne s'écartent pas trop de la normale celles des hydrocarbures sont généralement fort anormales. Derrière cette crête de choc se produit évidemment une détente; les gaz ainsi choqués traversent donc une série de changements chimiques des plus complexes et dans des temps de l'ordre de 1/1 000 de seconde quittent la zone de réaction à l'état de gaz brûlés (cf. "Flames" par Gaydon A.G. et Wolfhard H.G., Chapman and Hall Ltd. London et "Propriétés aérothermiques des flammes" par Manson dans revue "Mécanique - Electricité" avril, mai, juin 1960).

Ce phénomène est probablement à l'origine des vibrations que connaît la masse gazeuse pendant la combustion, vibrations dont l'amplitude peut atteindre 10 kg/cm^2 et la fréquence 5 000 périodes par seconde, enregistrées sur les diagrammes de pression et génératrices de bruit.

ESQUISSE DE L'EVOLUTION DU PROCESSUS THERMODYNAMIQUE

Le cycle du fonctionnement réel d'un moteur Diesel peut être assimilé à un cycle théorique mixte 1 2 3 4 5 1 (fig. III. 7) dans lequel l'air, après une compression adiabatique 1 2, effectue une transformation 2 3 4 au cours de laquelle le combustible lui fournit une quantité de chaleur Q_1. Cette transformation s'opère :

- Partie à volume constant (2 3),c'est-à-dire en un temps infiniment court
- Partie à pression constante (3 4).

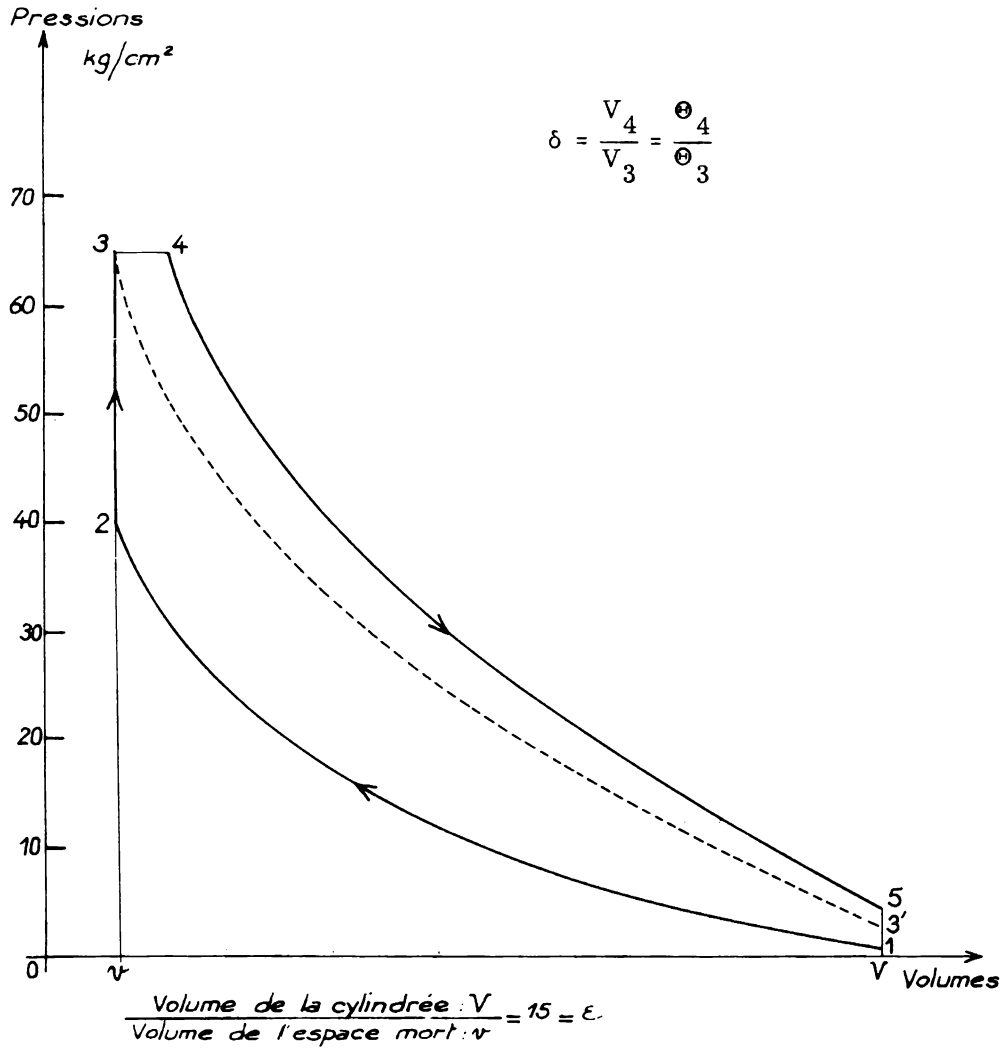


Fig. III. 7. - Cycle théorique d'un moteur Diesel.

Elle se prolonge par une détente adiabatique (4 5) et se termine par une transformation à volume constant (5 1) pendant laquelle les gaz cèdent à la source froide une quantité de chaleur Q_2.

Les rendements thermodynamiques des deux cycles fondamentaux - à savoir cycle à volume constant (1 2 3 3' 1) et cycle à pression constante (3' 3 4 5 3') - étant différents, il s'ensuit que le rendement thermodynamique global :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail représenté par la surface 1 2 3 4 5 1}}{\text{Equivalent mécanique de la chaleur fournie par le combustible}}$$

$$= \frac{J\ (Q_1 - Q_2)}{J\ Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

dépend, à richesse du mélange (air + combustible) et à rapport de compression volumétrique donnés, du rapport des quantités de chaleur respectivement dégagées durant chacun des deux cycles fondamentaux. Les pressions et températures atteintes aux points 3 4 et 5 varieront en fonction du rapport en question.

Si z ($\simeq$ 0,2 à 0,3) est la portion du poids de combustible brûlée à volume constant, on a :

$$\eta_{th} = z\ \eta' + (1 - z)\ \eta''$$

avec :

η' = rendement thermodynamique du cycle à volume constant

$$= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma - 1}}$$

ε étant le rapport de compression volumétrique = $\frac{V_1}{V_2}$

γ étant le rapport des chaleurs spécifiques du fluide à pression et à volume constants = 1,37 (valeur moyenne pour les gaz chauds)

et :

η'' = rendement thermodynamique du cycle à pression constante

$$= 1 - \frac{\delta^{\gamma} - 1}{\gamma \cdot \varepsilon^{\gamma - 1} \cdot (\delta - 1)}$$

avec :

$\delta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{\Theta_4}{\Theta_3}$ conformément à la loi de Gay-Lussac.

On note que $\eta'' < \eta'$; le cycle à volume constant est en effet le plus parfait théoriquement des cycles pratiquement réalisables.

1. Calcul de δ - Variations des températures maximales du cycle

a) Calcul de Θ_3

$$\Theta_3 = \Theta_2 + \Delta\Theta_2 \text{ avec } \Theta_2 = \Theta_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}$$

γ étant égal à 1,37, valeur moyenne pour l'air entre 20 et 500°C.

Pour une valeur donnée de Θ_1, les valeurs théoriques de Θ_2 croissent avec $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$ de la façon suivante :

ε		12	14	16	18	20
$\theta_1 = 27°C$	Θ_2(°K)	750	800	840	875	910
	θ_2(°C)	477	527	567	602	637
$\theta_1 = 13°C$	Θ_2(°K)	650	690	725	760	790
	θ_2(°C)	377	417	452	487	517

Notons sans plus attendre qu'un abaissement de 30°C de la température de l'air admis abaisse d'environ 100°C la température de l'air en fin de compression, c'est-à-dire autant que si l'on avait diminué de 5 le rapport de compression volumétrique. Les conséquences d'une telle chute de température sont d'autant plus importantes que nous avons affaire à un moteur à allumage spontané lequel peut donc, dans certaines conditions, ne plus se produire; en outre la dynamique de la combustion s'en trouve sérieusement perturbée puisque, conformément à la formule d'Arrhenius, la vitesse de réaction est très sensible à la température de départ : le rapport de ces vitesses de réaction est, en effet, à peu près proportionnel à $e^{\frac{E}{R}\cdot\frac{d\Theta_2}{\Theta_2^2}}$ et l'on peut dans certains cas se trouver dans la zone de réaction type 1 évoquée précédemment.

L'augmentation de l'indice de cétane recule heureusement le seuil critique (fig. III. 8).

° ° °

L'accroissement de ε, s'il améliore le rendement η_{th}, augmente par contre les contraintes thermiques subies par les organes du moteur; il en augmente aussi les contraintes mécaniques.

Pour déterminer $\Delta\Theta_2$, il faut fixer le rapport entre la masse d'air effectivement présente dans le cylindre et la masse de combustible injectée au cours du cycle (bien que, durant la transformation 2 3 le combustible n'ait pas, en réalité, été injecté en totalité). Supposons que l'expérience prouve que, pour assurer une combustion techniquement correcte, il faille effectivement introduire x grammes d'air par gramme de combustible (alors que théoriquement il suffit de 15 g).

La quantité de chaleur libérée durant le cycle à volume constant par les m grammes de combustible injectés est :

$$Q'_1 = z\,H\,m$$

H étant le pouvoir calorifique inférieur du combustible = 10 500 kcal/kg.

L'élévation $\Delta\Theta_2$ de température est égale à :

$$\frac{Q'_1}{(x+1)\,m\,.\,C_v} = \frac{z\,H}{(x+1)\,C_v}$$

C_v étant la chaleur spécifique du mélange à volume constant = 0,21 kcal/°C.

	x = 20	x = 25	x = 30
z = 0,2	480°	385°	325°
z = 0,3	720°	580°	490°
z = 0,4	960°	770°	650°

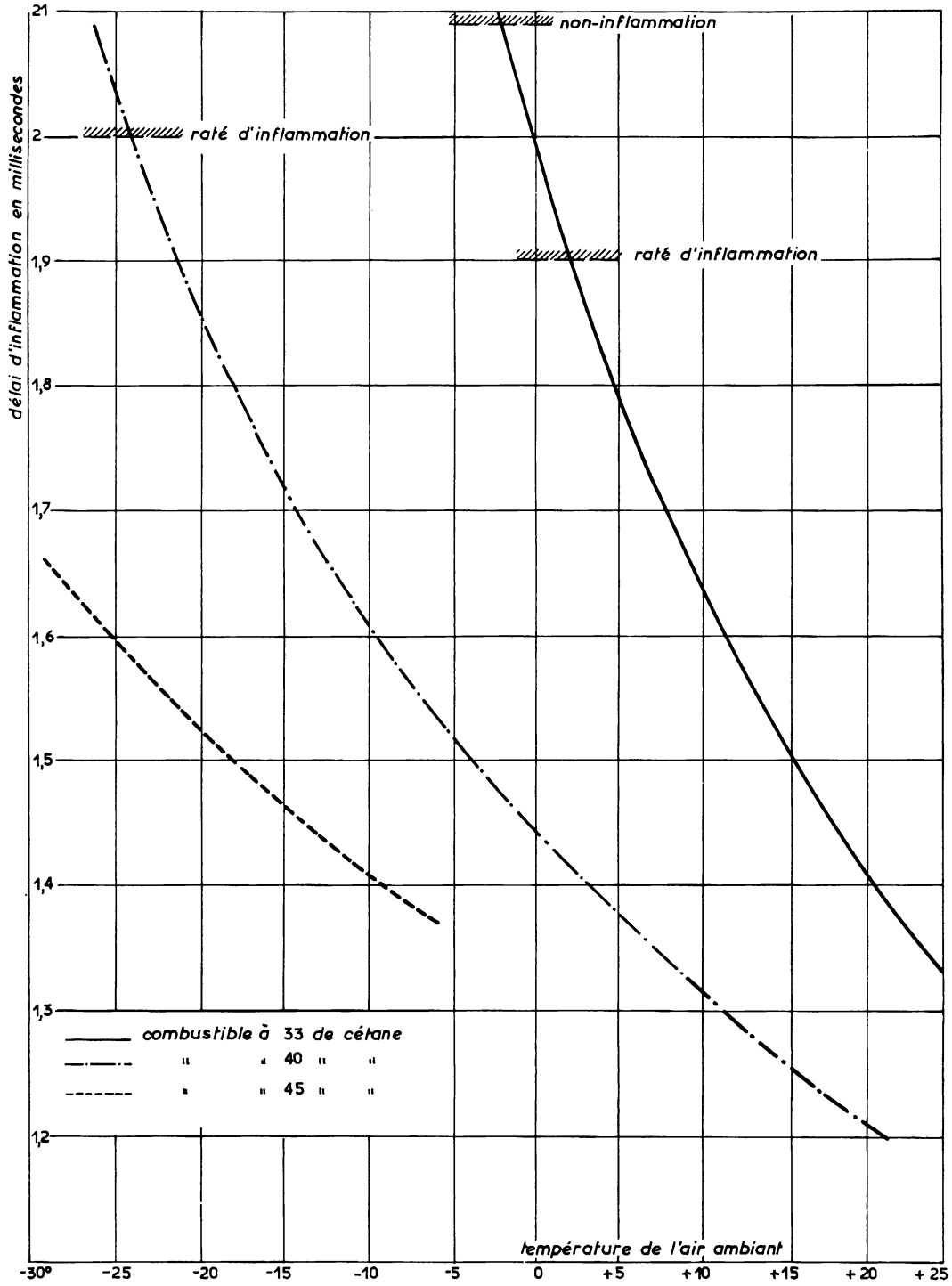


Fig. III. 8. - Influence de l'indice de cétane et de la température de l'air sur le délai d'inflammation. Moteur 2 temps. 3 cyl.(114 x 127). ε = 17. 17 ch. 1200 tr/mn (1 ms : 7,2° de rotation). Avance à l'injection : 8°. Température de l'eau de refroidissement : 85°C.

(document ETHYL CORPORATION)

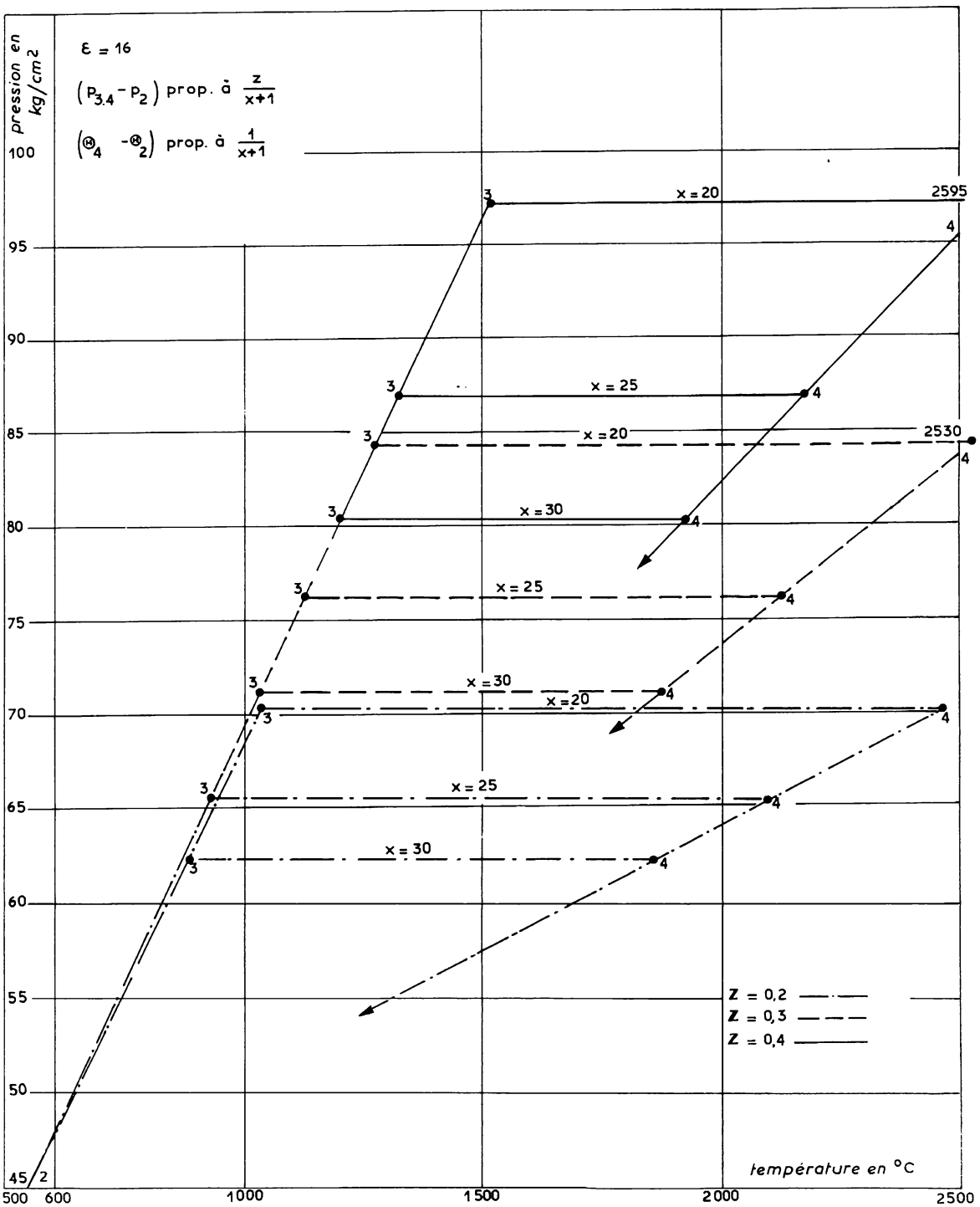


Fig.III.9.- Evolution des pressions et des températures durant la combustion.

b) Calcul de $\Theta_4 = \Theta_3 + \Delta\Theta_3$

La quantité de chaleur libérée durant le cycle à pression constante est :

$$Q''_1 = (1 - z)\, H\, m$$

Donc :

$$\Delta\Theta_3 = \frac{(1 - z)\, H}{(x + 1)\, C_p}$$

C_p étant la chaleur spécifique à pression constante = 0,28 kcal/°C.

	x = 20	x = 25	x = 30
z = 0,2	1 430°	1 155°	970°
z = 0,3	1 250°	1 005°	840°
z = 0,4	1 075°	865°	725°

On note que l'élévation $(\Delta\Theta_2 + \Delta\Theta_3)$ atteint respectivement :

	x = 20	x = 25	x = 30
z = 0,2	1 910°	1 540°	1 295°
z = 0,3	1 970°	1 585°	1 330°
z = 0,4	2 035°	1 635°	1 375°

On remarque que l'élévation de température due à la combustion (fig. III. 9) :

- Est indépendante de ε ; Θ_4 connaîtra donc les mêmes variations que Θ_2 sous l'effet d'une variation de Θ_1
- Croît très peu avec z
- Est pratiquement inversement proportionnelle à x

} puisque = $\frac{H}{x + 1}$ (3,6 + 1,1 z)

c) Calcul de δ

$$\delta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{\Theta_4}{\Theta_3}$$

Si $\Theta_2 = 830°K$ ($\varepsilon = 16$) on a :

	Θ_3(°K)			Θ_4(°K)			δ		
	x = 20	x = 25	x = 30	x = 20	x = 25	x = 30	x = 20	x = 25	x = 30
z = 0,2	1 310	1 215	1 155	2 740	2 370	2 125	2,09	1,95	1,84
z = 0,3	1 550	1 410	1320	2 800	2 415	2 160	1,80	1,73	1,63
z = 0,4	1 790	1 600	1480	2 865	2 465	2 205	1,60	1,54	1,48

On voit que :

δ décroît quand ε croît
δ décroît quand x croît
δ décroît quand z croît.

Le rendement η_{th} croît quand δ décroît; mais l'accroissement de η par augmentation de ε ou de z (l'accroissement de x diminuant le rendement par ailleurs) (fig. III. 10) est limité par la température atteinte en fin de combustion. Nous allons voir qu'il l'est aussi par les pressions maximales développées.

2. Variations des pressions maximales du cycle

a) La transformation 12 étant une compression adiabatique de l'air, $p_2 = p_1 \varepsilon^{\gamma}$.

Si $p_1 = 1$ kg/cm^2, on a :

ε	12	14	16	18	20
p (kg/cm^2)	29	37	45	52,5	60

b) La transformation 23 s'opérant à volume constant, $\frac{p_3}{p_2} = \frac{\Theta_3}{\Theta_2}$, donc :

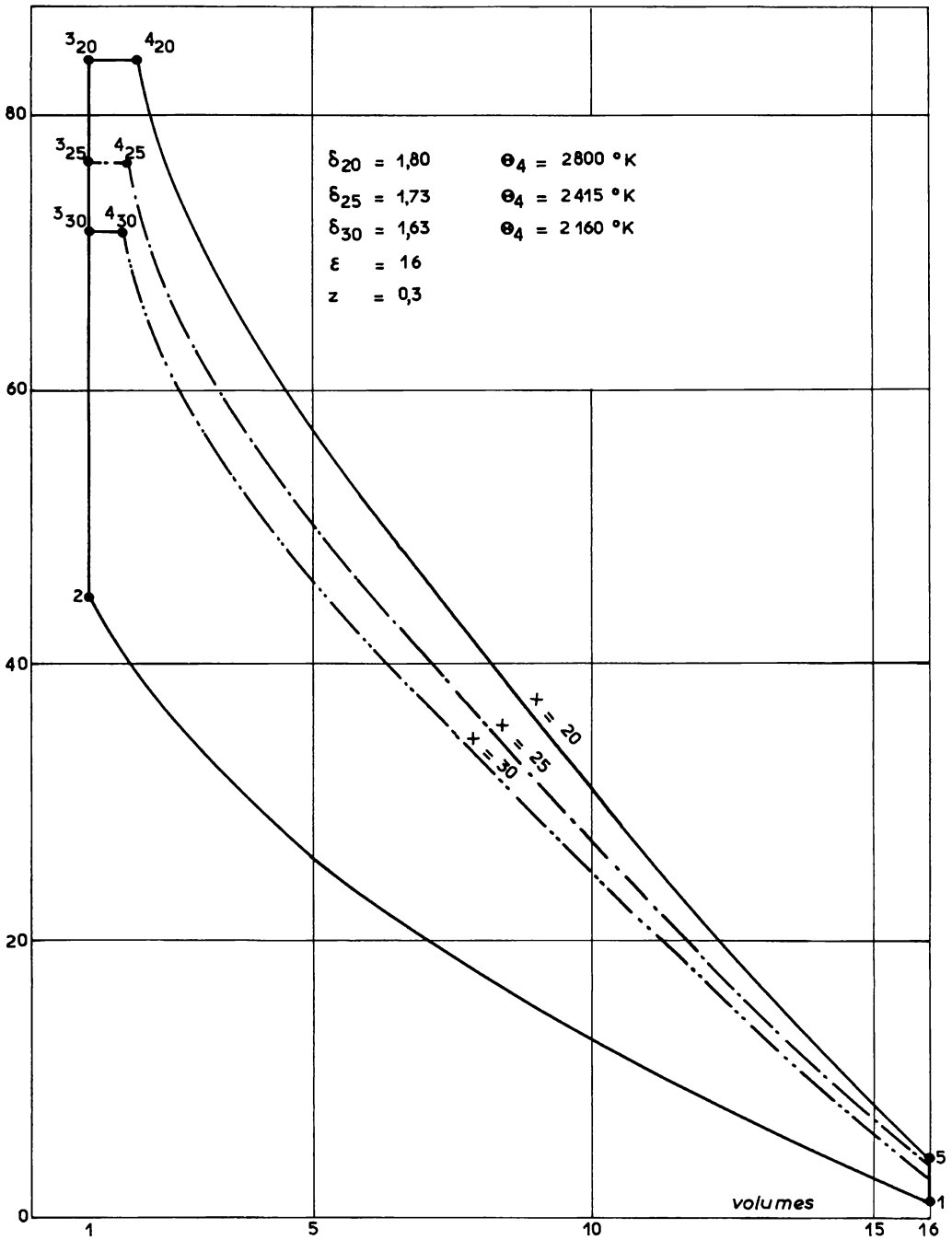


Fig. III. 10. - Evolution du diagramme théorique en fonction de la richesse en air.

p_3 croît quand ε croît

p_3 croît quand z croît

p_3 décroît quand x croît.

Si $p_2 = 45$ kg/cm^2 (Θ_2 étant égal à 830°K), p_3 est égal à :

	x = 20	x = 25	x = 30
z = 0,2	71	66,5	62,5
z = 0,3	84	76,5	71,5
z = 0,4	97	87	80,5

c) La transformation 3 4 s'opérant à pression constante, $p_4 = p_3$.

L'élévation de pression (pression maximale - pression en fin de compression) est, au total, proportionnelle à $\frac{z}{x+1}$, relation déterminante lorsque le moteur est suralimenté, le rapport en question restant pratiquement constant (fig. III. 9).

3. Caractéristiques du point 5 (fin de détente)

La transformation 4 5 est une détente adiabatique donc :

a) $p_5 = p_4\left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{\gamma} = p_4\left(\frac{V_3 \cdot \delta}{V_1}\right)^{\gamma} = p_4\left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^{\gamma}$

Dans les conditions générales déjà employées ($\varepsilon = 16$) on trouve :

	x = 20	x = 25	x = 30
z = 0,2	4,35	3,8	3,2
z = 0,3	4,25	3,6	3,15
z = 0,4	4,15	3,5	3,1

On voit donc que p_5 :

Décroît faiblement quand z croît
Décroît quand x croît.

b) $\Theta_5 = \Theta_4\left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1}$

Dans les mêmes conditions, Θ_5 en degrés Kelvin est égal à :

	x = 20	x = 25	x = 30
z = 0,2	1280	1090	955
z = 0,3	1250	1060	930
z = 0,4	1220	1040	915

On voit donc que Θ_5 :

Décroît légèrement quand z croît
Décroît sérieusement quand x croît.

En réalité, les valeurs p_5 et Θ_5 effectivement mesurées sont nettement inférieures aux valeurs théoriques calculées; la raison en est due au fait qu'une partie non négligeable de la chaleur contenue dans les gaz en cours de détente est dissipée par les parois.

La notion de rendement thermodynamique n'est pour le praticien qu'une conception de l'esprit. En réalité :

1. Le remplissage de la cylindrée en air est incomplet.
2. La combustion à volume constant n'est pas instantanée.
3. La combustion globale n'est pas complète (imbrûlés).
4. L'échappement commence avant le point 5.
5. Une contre-pression existe au refoulement.
6. Des calories sont transmises aux parois, par ailleurs refroidies, de la cylindrée.

Au total le diagramme réel diffère du diagramme théorique et la surface réelle se situe, en général, entre 0,75 et 0,85 de la surface du diagramme théorique. Ce rendement de diagramme affecte le rendement thermodynamique; le produit des deux rendements est égal au rapport entre la puissance indiquée (que l'on peut mesurer avec un indicateur) et la quantité d'énergie $J Q_1$ introduite que l'on connaît.

Mais ces considérations thermodynamiques ont pour intérêt majeur de permettre à l'ingénieur de prévoir le sens et, dans une certaine mesure, l'amplitude des variations de pression, de température et de rendement qui se produiront réellement dans le moteur lorsqu'il modifiera l'un des paramètres directeurs de son fonctionnement.

Le tableau ci-dessous schématise ces variations.

	p_2	Θ_2	p_3	Θ_3	δ	p_4	Θ_4	p_5	Θ_5	η global
ε ↗ 20 / 12	↗ 60 / 29	↗ 650°C / 475°C	↗ ~40	↗ ~150		↗ ~40	↗ ~150			↗
z ↗ 0,4 / 0,2			↗ ~20	↗ ~350	↘ 0,4	↗ ~20	↗ ~100	↘ ~0,2	↘ ~50	↗
x ↗ 30 / 20			↘ ~12	↘ ~200	↘ 0,2	↘ ~12	↘ ~600	↘ ~1	↘ 300	↘

Par rendement global on entend :

η thermodynamique $\times$ η de diagramme $\times$ η mécanique du moteur

$$= \frac{632 \left(\text{soit } \frac{3\,600 \times 75}{427}\right)}{H \times \text{consommation spécifique en kg/ch.h effectif}}$$

Rappelons que le rendement mécanique se subdivise lui-même en :

- Rendement mécanique interne au moteur (frottement) $\simeq$ 0,8 à la puissance nominale ;
- Rendement organique (entraînement des arbres à cames, pompes à eau, à huile, d'injection...) $\simeq$ 0,9 de la puissance nominale.

Il importe, lors des essais de mise au point d'un prototype, de conserver ces évolutions toujours bien présentes à l'esprit; ainsi on préviendra tant les écueils de contraintes mécaniques et thermiques exagérées durant la pleine charge que les déboires - tels que ceux évoqués en figure III. 3 - lors des charges réduites où x devenant très grand il importe de ne pas réduire z, voire de l'augmenter, si

l'on veut conserver Θ_4 suffisamment élevé pour brûler complètement tout le combustible.

Supposons pour préciser les idées que, à une faible vitesse de rotation et les parois du moteur étant froides, on introduise dans le cylindre de l'air à basse température : la température Θ_2 en fin de compression sera particulièrement faible. Si dans ces conditions et l'avance à l'injection restant fixe on réduit, par surcroît, le couple en n'injectant que 1/5, par exemple, de la quantité nominale, la quantité de combustible brûlé à volume constant sera très faible, de l'ordre de $z = 0,1$; en effet, bien que tout le combustible soit, alors, introduit durant cette phase, la vitesse de réaction va se trouver très réduite, et ce surtout au début de l'inflammation - en supposant qu'elle ait lieu et qu'elle s'entretienne. Comme, de plus, la quantité d'air introduit est - dans le cas d'un moteur non suralimenté - restée la même on a $x = \frac{25}{0,2} = 125$.

L'élévation $\Delta\Theta_2$ de température est donc égale à :

$$\frac{0,1 \times 10\,500}{126 \times 0,21} = 40°$$

et $\Delta\Theta_3$ à :

$$\frac{0,9 \times 10\,500}{126 \times 0,28} = 270°$$

L'élévation de température due à la combustion sera donc de 310° seulement et la température maximale du cycle atteindra tout juste 750°C, la combustion se prolongeant, à pression décroissante, très au-delà du P.M.H. et pouvant même ne pas être terminée lors de l'ouverture de la soupape d'échappement.

Il faut donc absolument fonctionner avec parois chaudes - à défaut de réchauffer l'air, quitte à l'additionner de gaz d'échappement - et augmenter au maximum la quantité de combustible brûlé à volume constant (augmentation de l'avance à l'injection, augmentation du nombre de cétane...).

Il ne faut pas perdre de vue que l'amélioration du rendement thermodynamique, donc de la consommation - qui constitue un argument commercial évident mais à long terme - s'obtient au détriment d'autres postes parfois déterminants à court terme. L'augmentation de ε et de z conduit à une augmentation de pression maximale qui nécessite une augmentation proportionnelle du poids des pièces travaillant à la

compression et à la traction (bielles, culasses) et une augmentation proportionnelle à $\sqrt[3]{\Delta p}$ du poids des pièces travaillant à la flexion (axe de piston, vilebrequin...). Malgré le handicap commercial que constitue cette augmentation de poids, le bénéfice ainsi retiré quant aux fatigues subies par les pièces sera souvent minime car l'augmentation de la compacité de celles-ci en même temps que celle de la température maximale des gaz - corollaire de l'augmentation de ε et de z - accroîtra les charges thermiques.

Par ailleurs, l'amélioration de consommation spécifique retirée à pleine puissance s'amenuise au fur et à mesure que les charges diminuent; le gain disparaît pratiquement à demi-charge : il s'avère pratiquement illusoire pour les moteurs fonctionnant à régimes variables.

PROCESSUS DE LA COMBUSTION AU SEIN DU MOTEUR DIESEL

La combustion au sein du moteur Diesel se subdivise en trois périodes que l'on peut individualiser sur un diagramme de pression en fonction de la position du piston rapportée à la position angulaire du vilebrequin, le point d'origine correspondant au point mort haut (fig. III. 11).

a) Le délai d'inflammation

Immédiatement après le début de l'injection l'oxygène est abondant, la température non excessive, l'évaporation pas trop rapide, la pénétration des jets bonne.

Le combustible injecté durant cette période sera bien brûlé et cette combustion provoquera des remous qui, renouvelant l'oxygène, favoriseront les combustions suivantes.

Mais le délai d'inflammation - temps écoulé entre le commencement de l'injection et le commencement de la combustion - est du temps perdu qui, par surcroît, s'il se prolonge, amènera une combustion destructrice en masse, brutale, augmentant la fatigue des pièces et permettra au jet d'atteindre les parois donc soit :
- Si elles sont froides, de couler le long de celles-ci et aller polluer l'huile de graissage
- Si elles sont chaudes, d'y déposer des produits de combustion incomplète.

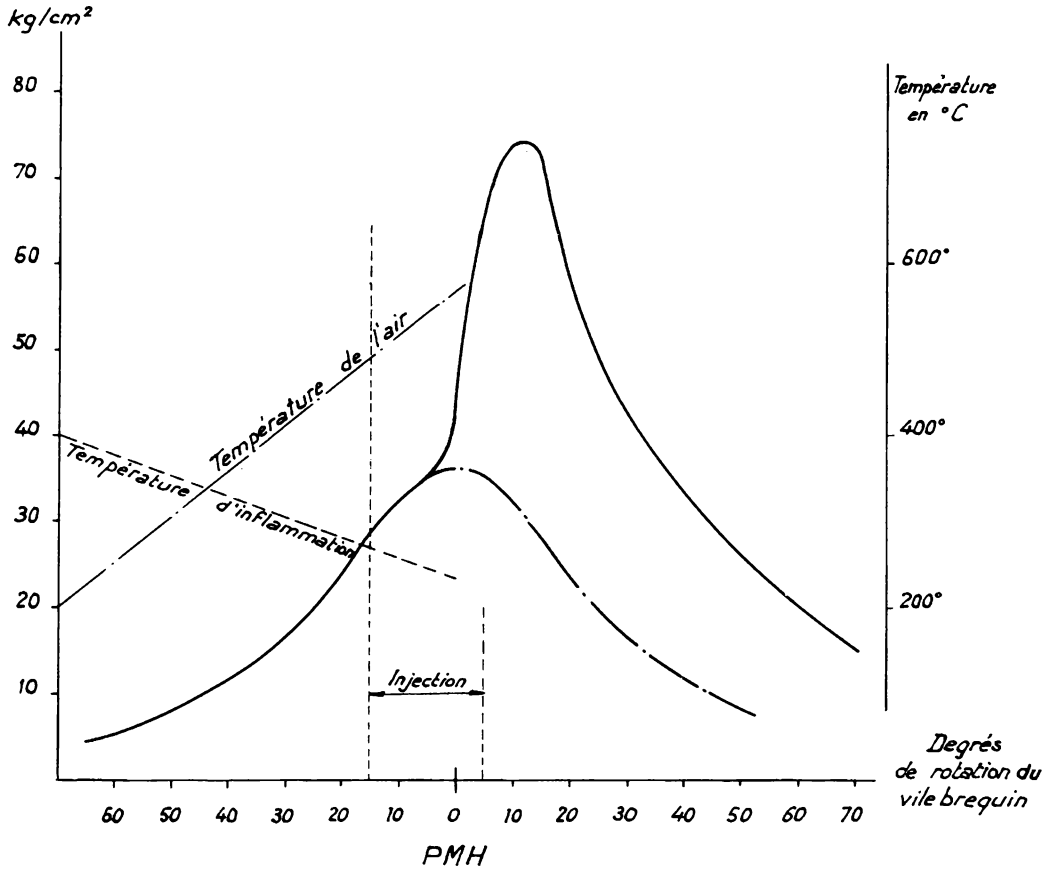


Fig. III. 11. - Diagramme type d'un moteur Diesel.

Un délai trop long risque donc de dégrader mécaniquement le moteur, d'élever exagérément les températures des pistons et de faire tomber le rendement thermique.

Pour avoir un délai court il faut, toutes choses égales par ailleurs :

- Un moteur chaud et dont la compression est bonne
- Un combustible à pourcentage notable de parties volatiles et à nombre de cétane élevé.

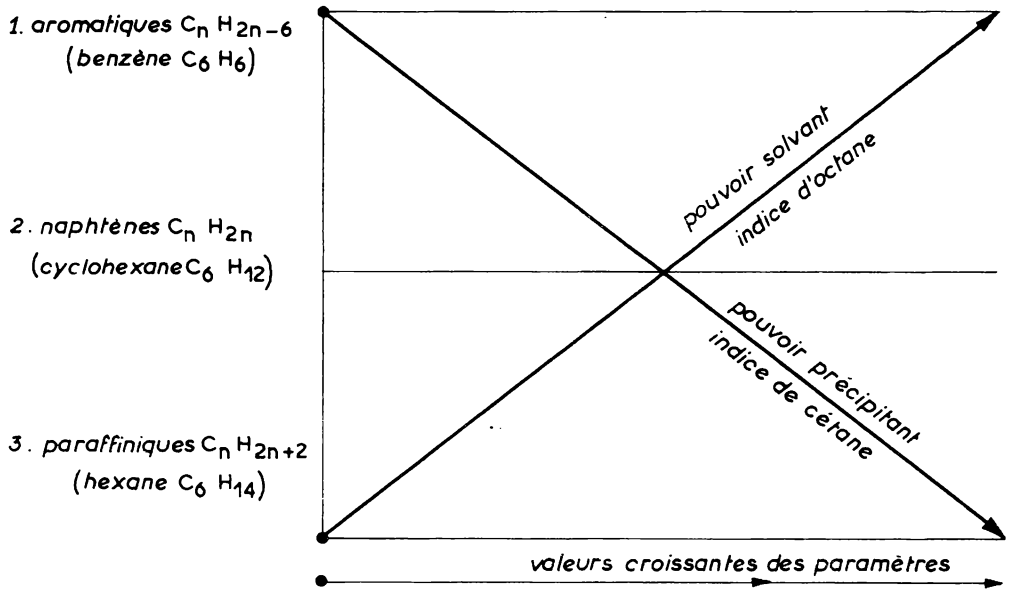


Tableau des propriétés comparées des hydrocarbures.

Le délai d'inflammation est utilisé comme mesure de la qualité d'inflammabilité du combustible. Si ce délai est accru de quelques millisecondes - une milliseconde correspond à 9 degrés de rotation de vilebrequin d'un moteur tournant à 1 500 tours par minute - l'inflammation pourra ne plus se produire (fig. III. 8). Sans aller jusque-là, cette augmentation pourra - surtout si l'excès d'air est important - reculer l'inflammation au-delà du point mort haut (fig. III. 12 a). Néanmoins, en règle générale, l'augmentation du délai accroît la quantité de combustible présent dans la chambre au moment de l'inflammation et la brutalité de la montée en pression (fig. III. 12 b).

Pour ajuster le délai aux conditions de fonctionnement (variation de la charge ou de la vitesse), il est souvent utile, voire indispensable, de prévoir un dispositif de variation d'avance à l'injection.

b) La phase de combustion explosive

A la fin du délai d'inflammation, la combustion vive se déclenche, la pression croît avec une vitesse que, une fois le phénomène amorcé, on ne peut plus contrôler.

Mais on peut modifier la valeur de cette vitesse par action sur

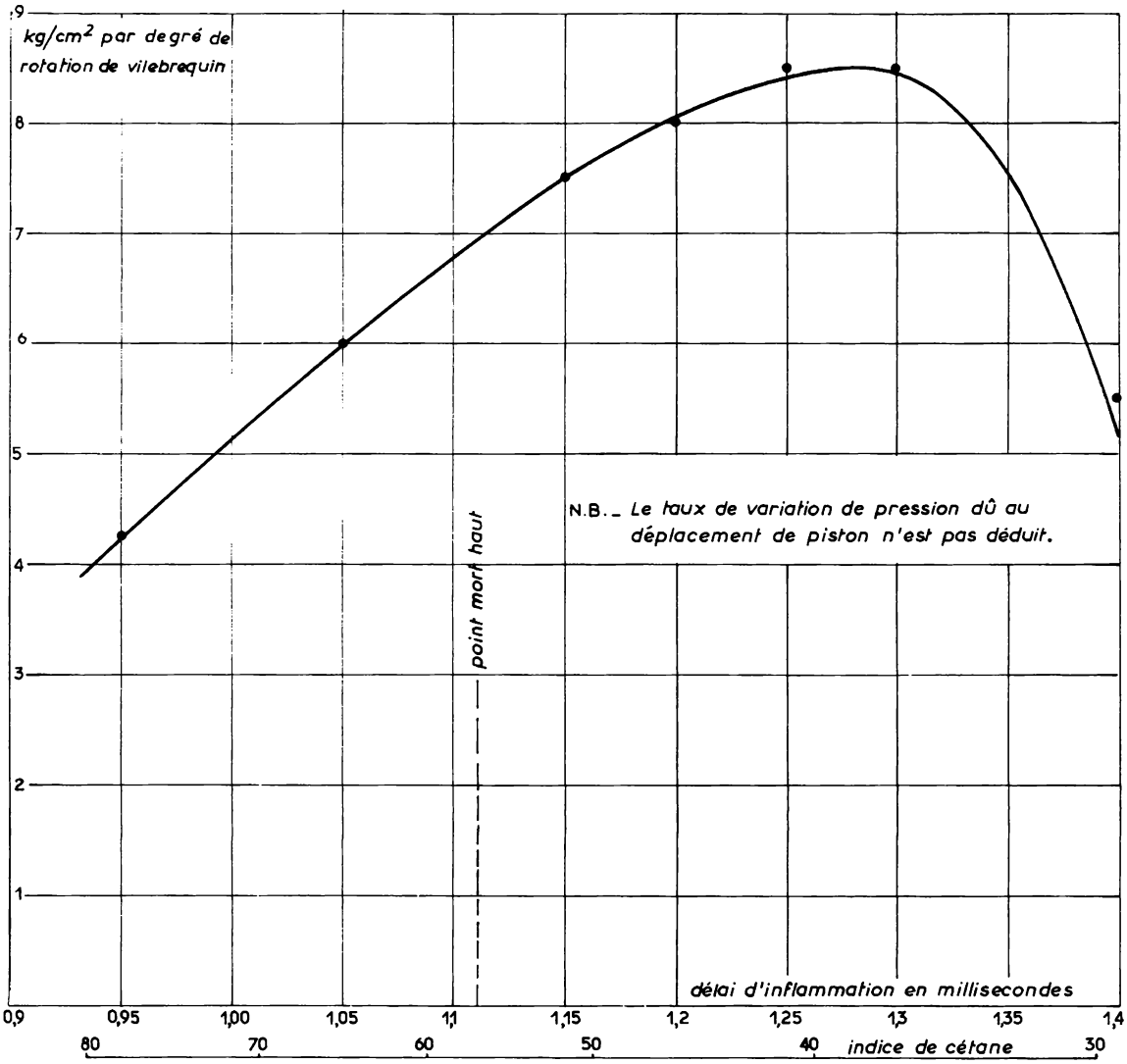


Fig. III. 12 a. - Influence de l'indice de cétane sur le délai d'inflammation et le gradient de pression d'un moteur fonctionnant avec grand excès d'air.
Moteur 2 temps 3 cyl. (114 x 127). $\varepsilon = 17$.
17 ch à 1200 tr/mn (1 ms : 7,2° de rotation).
Avance à l'injection : 8°.
Température de l'air à l'admission : 27°C.
Température de l'eau de refroidissement : 60°C.
(document ETHYL CORPORATION)

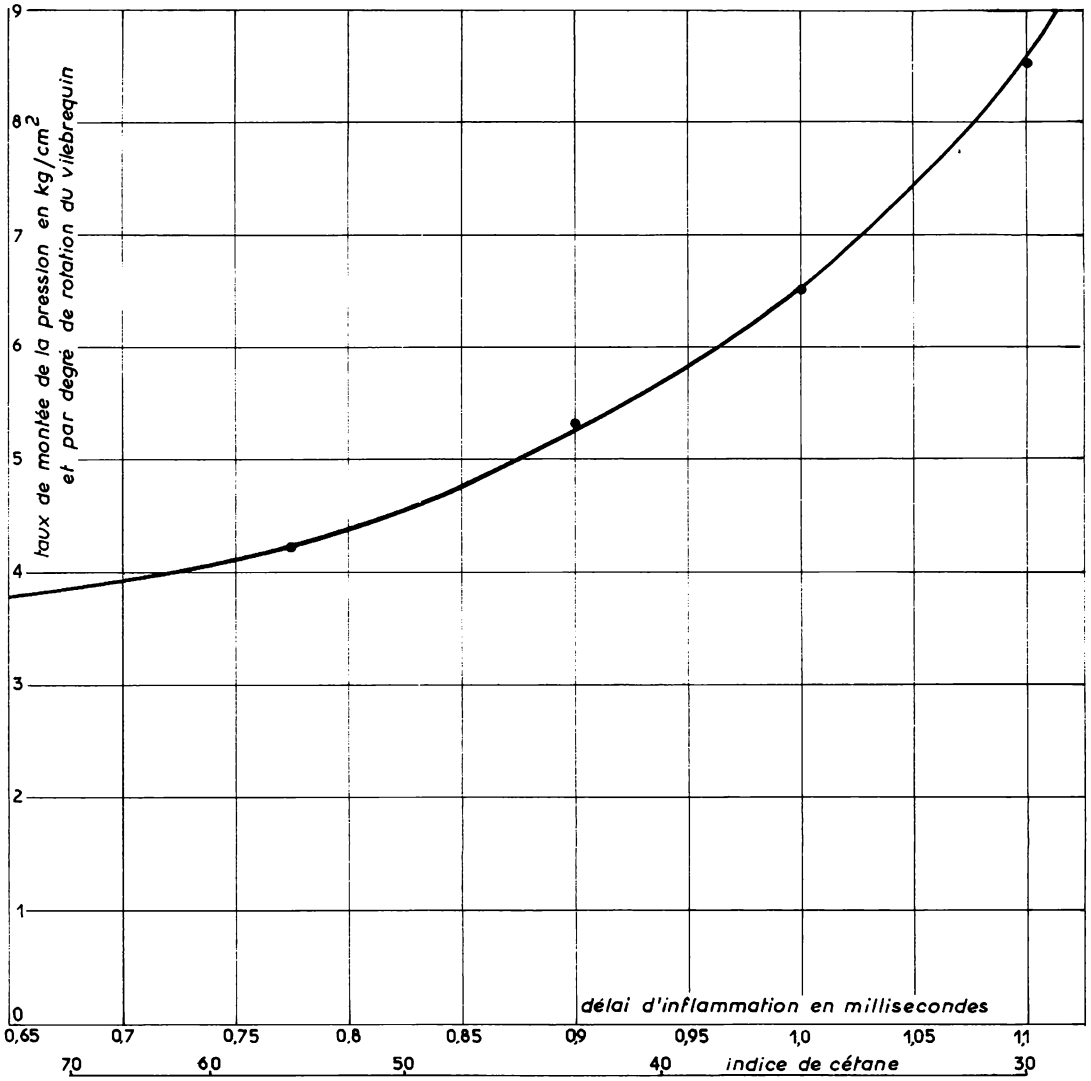


Fig. III. 12 b. - Influence de l'indice de cétane sur le délai d'inflammation et le gradient de pression d'un moteur fonctionnant en conditions normales d'excès d'air.
Moteur 2 temps 3 cyl. (114 x 127). $\varepsilon = 17$.
90 ch. 1800 tr/mn (1 ms : 10,8° de rotation).
Avance à l'injection : 17,25°.
Température de l'air à l'admission : 29 °C.
Température de l'eau de refroidissement : 85 °C.
(document ETHYL CORPORATION)

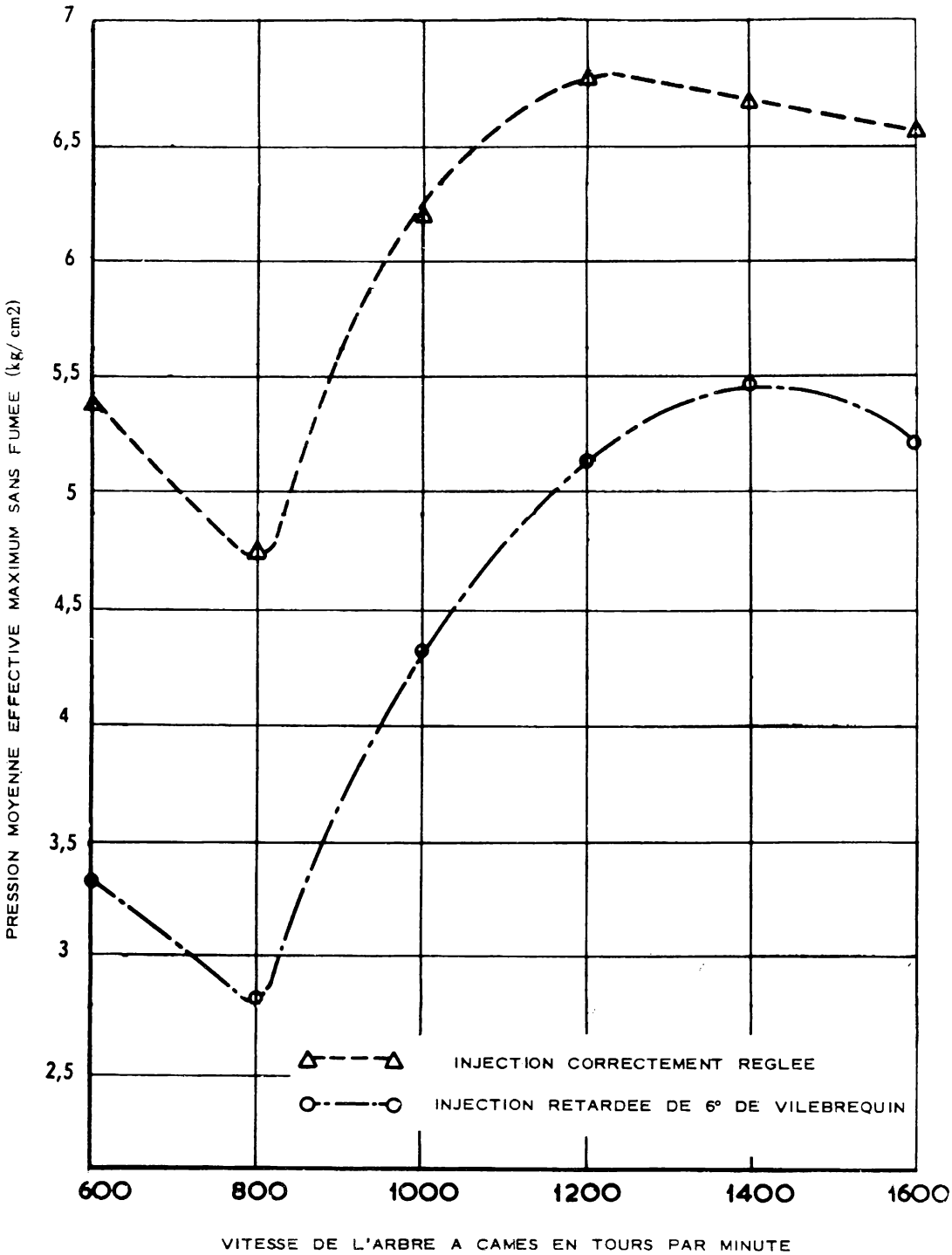


Fig. III. 13. - Influence du calage de l'injection sur la puissance maximale sans émission de fumée d'un moteur 4 temps non suralimenté.
(extrait de BARRETT, SHELL PETROLEUM)

les paramètres de départ. Ceux-ci peuvent se classer en trois catégories :

1. Paramètres indépendants du moteur :
   - Courbe de distillation
   - Indice de cétane

   } du combustible

2. Paramètres dépendant du moteur :
   - Avance à l'injection (en fonction de son action sur le délai)
   - Débit du combustible { - par degré de rotation du vilebrequin / - par unité de temps
   - Type { d'injecteur ..... : Répartition du combustible / de chambre de combustion : Répartition des températures

3. Paramètres dépendant de l'utilisation du moteur :
   - Température de l'air
   - Température de l'eau
   - Vitesse de rotation
   - Etat d'entretien du moteur { Segmentation / Soupapes

Comme toujours lorsqu'il y a tant de paramètres on ne peut, en fait, aboutir qu'à un compromis : dans le cas présent, en pratique, le compromis est empiriquement déterminé par des essais au banc durant lesquels on s'évertue à concilier les imperfections et les risques entre consommation spécifique et combustion complète d'une part, douceur de marche, dilution, facilité de départ à froid... d'autre part. La figure III. 13 fournit un exemple de l'influence de l'avance à l'injection sur la puissance maximale qu'un moteur peut fournir à diverses allures sans émettre de fumées. Rappelons que 6 degrés de rotation de vilebrequin à 1 000 tours par minute correspondent à 1 milliseconde.

Il importe, par ailleurs et par surcroît, que ce compromis reste acceptable quelles que soient les différences que l'on peut rencontrer entre les qualités courantes des combustibles trouvés dans le commerce.

Il semble que la quantité de combustible et sa répartition dans la masse gazeuse au moment de l'inflammation constituent les deux paramètres essentiels agissant sur le phénomène du cognement, c'est-à-dire sur la valeur du rapport $\frac{\Delta p}{\Delta \omega}$ et sur la pression maximale. Il apparaît que l'on a intérêt à limiter la vitesse de combustion massique de façon que la pente $\frac{\Delta p}{\Delta \omega}$ de la partie de courbe correspondant à la phase de combustion explosive ne dépasse pas 5 kg/cm^2

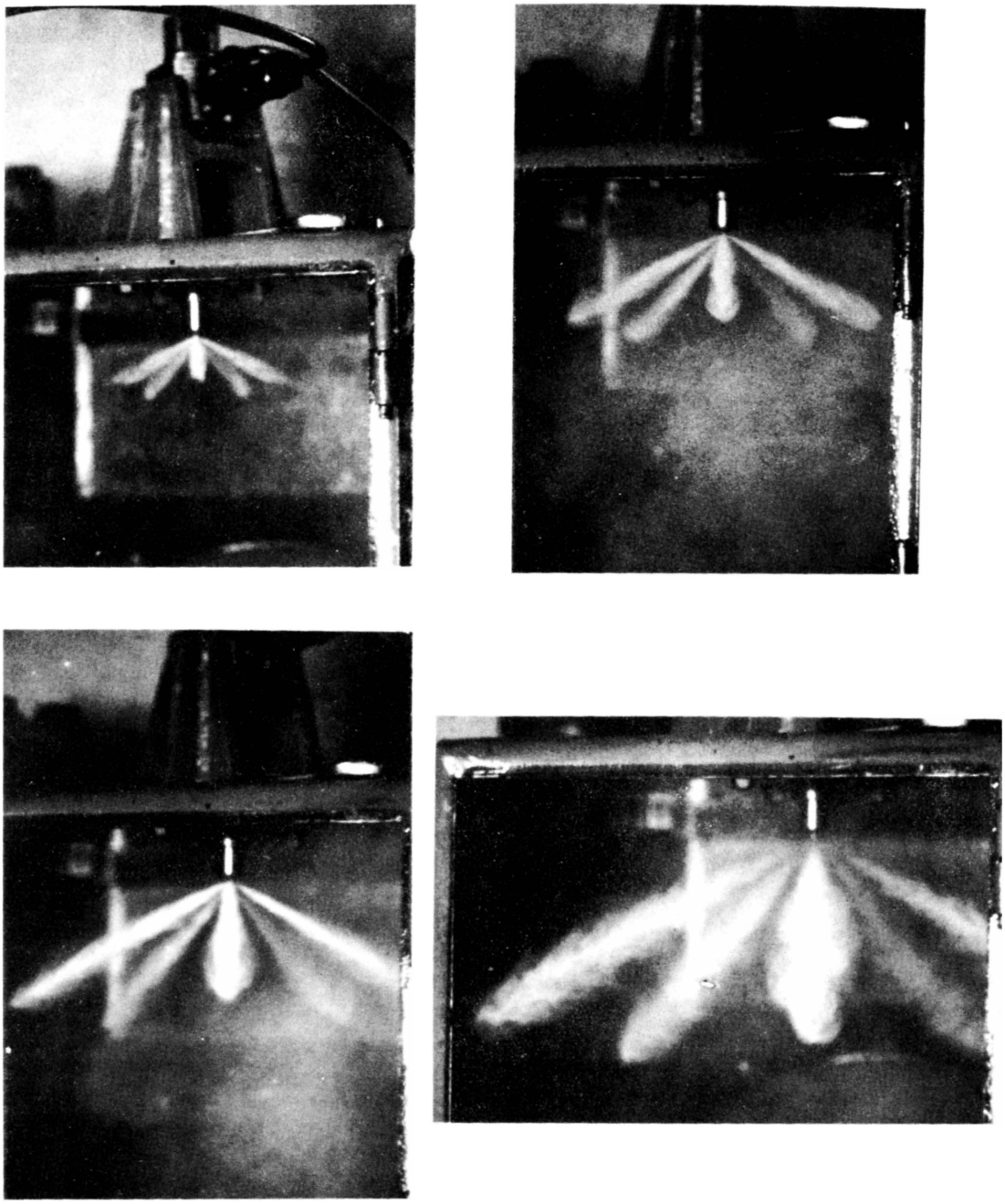


Fig. III. 14 a. - Forme du jet de combustible en fonction du temps (pour 6, 8, 10 et 15° pris sur l'arbre à cames de la pompe) en atmosphère calme et à la pression atmosphérique. (document S. N. C. F.)

par degré de rotation du vilebrequin et que le rapport entre la pression maximale de combustion et la pression de compression ne dépasse pas 2. Si des valeurs $\frac{\Delta p}{\Delta \omega}$ supérieures à 5 kg/cm^2/degré ne conduisent pas forcément à des rapports $\frac{P_i}{P_c}$ supérieurs à 2, et, de ce fait, n'ont pas d'effets nuisibles déterminants sur le comportement et la longévité des culasses et de leurs goujons et, en général, de tous les assemblages serrés sous tension, par contre elles sont dangereuses, malgré la présence des forces d'inertie alternatives - d'ailleurs absentes à faible vitesse - ,pour tous les assemblages montés avec jeu, en particulier pour les assemblages du pied et de la tête de bielle. En définitive, la répartition de combustible la meilleure n'est pas du tout la répartition uniforme,laquelle pourrait conduire, suivant les conditions, soit à un mélange détonant, soit à un mélange se trouvant en dehors du domaine d'inflammabilité.

En même temps que se produit l'auto-allumage, se produisent des réactions secondaires qui provoquent la décomposition des molécules, donc, d'une part, dégagent les particules riches en hydrogène et favorisent l'auto-allumage, d'autre part, produisent des résidus s'enrichissant constamment en carbone.

Il faut donc s'évertuer à atténuer les effets néfastes de l'inévitable décomposition du combustible lors de l'auto-allumage et pour cela s'efforcer de réduire la fraction du combustible injecté qui subit l'auto-allumage quel que soit l'intérêt d'augmenter la partie de combustible brûlant à volume constant.

Il est donc très intéressant de situer la première inflammation au point où la température est la plus élevée, point qui se situe dans une zone totalement exempte de mouvement d'air. Dans toute construction de chambre de combustion, il faut, en premier lieu, s'évertuer à localiser la zone morte et y orienter le jet de combustible de telle sorte qu'une faible partie du combustible seulement l'atteigne (on peut évidemment placer un point chaud au voisinage immédiat de cette zone morte).

c) La phase de combustion diffusante

L'allumage général étant maintenant assuré, il faut obtenir une combustion correcte : il importe pour cela que le combustible, lequel continue à être injecté, soit mis en présence d'oxygène dans des conditions telles qu'il puisse brûler en laissant le moins possible de résidus de combustible non gazeux.

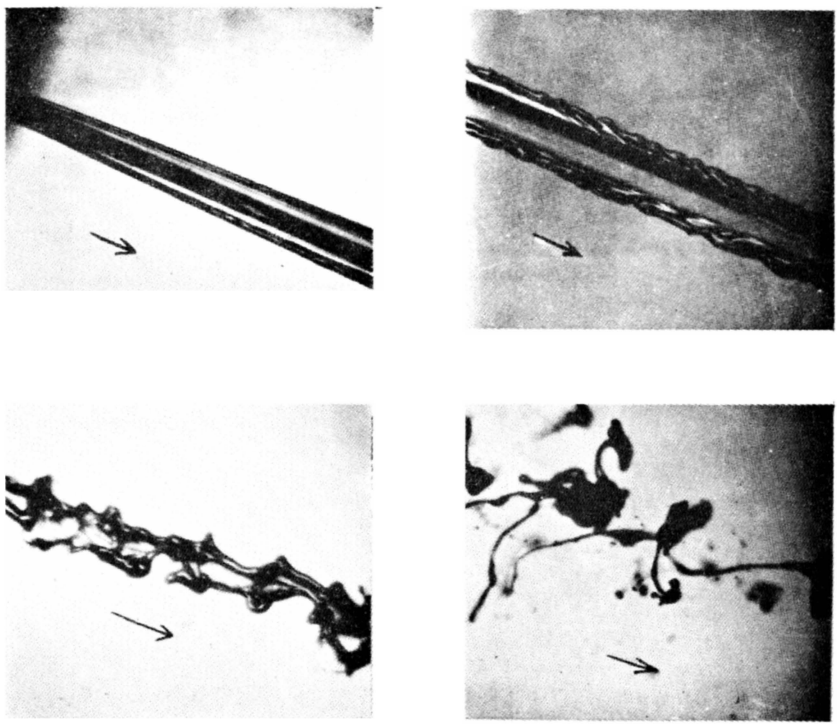


Fig. III. 14 b. - Photos prises au millionième de seconde montrant la pulvérisation violente à laquelle est soumis le combustible. La première vue montre le jet à la sortie de l'injecteur, les suivantes le montrent respectivement à 7,5 cm, 18,5 cm et 25 cm.

(extrait de ESSO OILWAYS)

Pour ce, il est nécessaire de remplir deux conditions (fig. III. 14 a et b) :

- Condition de macrostructure. - Le combustible étant maintenant rapidement évaporé, les jets en sont encore plus rapidement détruits et la pénétration dans l'air devient insuffisante pour assurer leur répartition. Il faut donc, pour obtenir cette répartition, avoir recours à l'air et pour cela communiquer à celui-ci (ou plutôt à la masse de vapeurs) des mouvements qui soient à la fois :
  - Dirigés en tant que courant
  - Turbulents en tant que régime.

- Condition de microstructure. - La pulvérisation doit être assez fine pour que l'évaporation de la particule de liquide soit complète avant qu'il y ait destruction de la molécule.

C'est surtout à ce moment-là que la finesse de pulvérisation doit être réalisée. Mais là encore on se heurte rapidement à un compromis si l'on ne veut pas obérer la condition de macrostructure de suffisante pénétration des jets et de bonne répartition des particules.

La formation mécanique du mélange se développant très lentement par rapport à la vitesse élevée des réactions chimiques, il est possible d'étouffer la réaction à vitesse élevée et d'éviter toute poursuite du cognement; mais la réduction de cette vitesse d'oxydation ne devrait pas atteindre un stade tel que l'on risque de ne disposer que de la réaction la plus lente, celle du carbone. La présence massive de suie indique qu'une pulvérisation insuffisante a permis un surchauffage trop important du combustible.

Une bonne combustion exigera donc que :

1. Le plus possible de l'oxygène disponible soit amené au contact du combustible avant que celui-ci soit :
   - Ou surchauffé par l'air
   - Ou refroidi par les parois

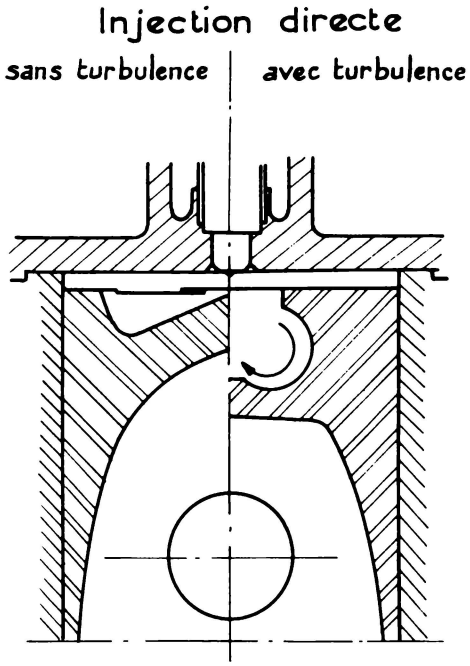
étant entendu que :

2. Chaque particule de ce combustible est suffisamment pulvérisée pour entrer convenablement en réaction.

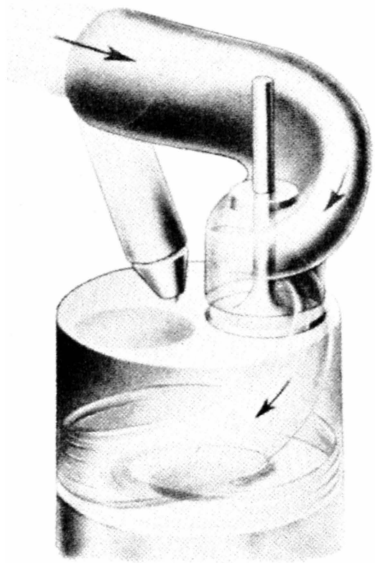
Le contrôle de la dite combustion implique que l'on a su accélérer convenablement les réactions chimiques précédant la combustion.

Pour cela on peut mettre en œuvre deux principes :

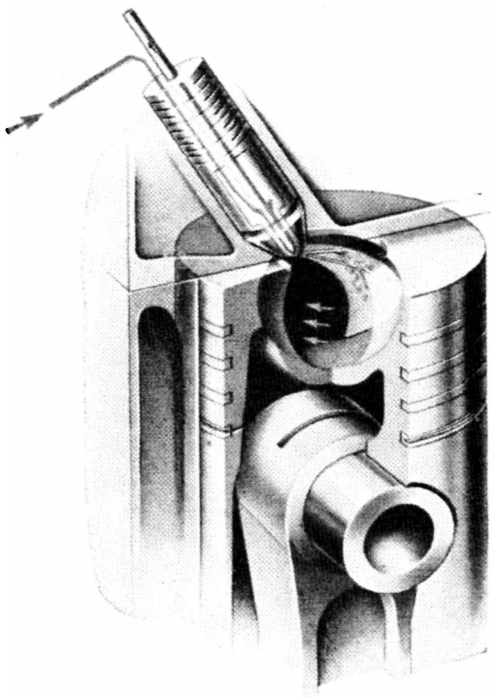
a) Système à chambre séparée : on associe dans une préchambre la présence d'une température élevée et celle d'une quantité limitée d'air comburant; par surcroît, un étranglement peut freiner la vitesse d'expulsion des gaz produits.



Formes de piston.



Création de turbulence d'air dans le cylindre en utilisant :
a) Une soupape d'admission avec déflecteur.
b) Une forme spéciale de canalisation d'admission.



Projection du combustible sur la paroi de la chambre sphérique ménagée dans le piston. Une faible partie du combustible s'enflamme et amorce la combustion.

Fig. III. 15 a. - L'injection directe.

(document MAN)

b) Système à chambre ouverte. On s'évertue à posséder une zone extrêmement chaude sur laquelle ou au voisinage de laquelle les particules de combustible subissent une transformation physique et une réaction chimique, l'évaporation et l'auto-allumage du combustible s'étendant progressivement, et plus ou moins brutalement en fonction de la turbulence, vers les zones plus froides.

La tâche d'obtenir une bonne combustion appartient donc, au total :

- A la chambre de combustion
- A l'injecteur.

Mais longtemps après la fin de l'injection, la combustion se poursuit et ce dans des conditions de plus en plus imparfaites au fur et à mesure que l'excès d'oxygène diminue.

Il en résulte une perte de rendement, perte qui va en croissant tandis que se déroule le cycle puisque le rapport de détente diminue. Par surcroît, toute calorie dégagée qui ne se transforme pas en travail se transmet aux gaz et aux pièces et augmente nocivement leur température.

REALISATION DE LA COMBUSTION

Deux principes directeurs peuvent être utilisés :

A) Le combustible va chercher l'air :

- Solution type { Chambre à espace mort unique / Injection directe
- Rôle majeur : assuré par l'injecteur.

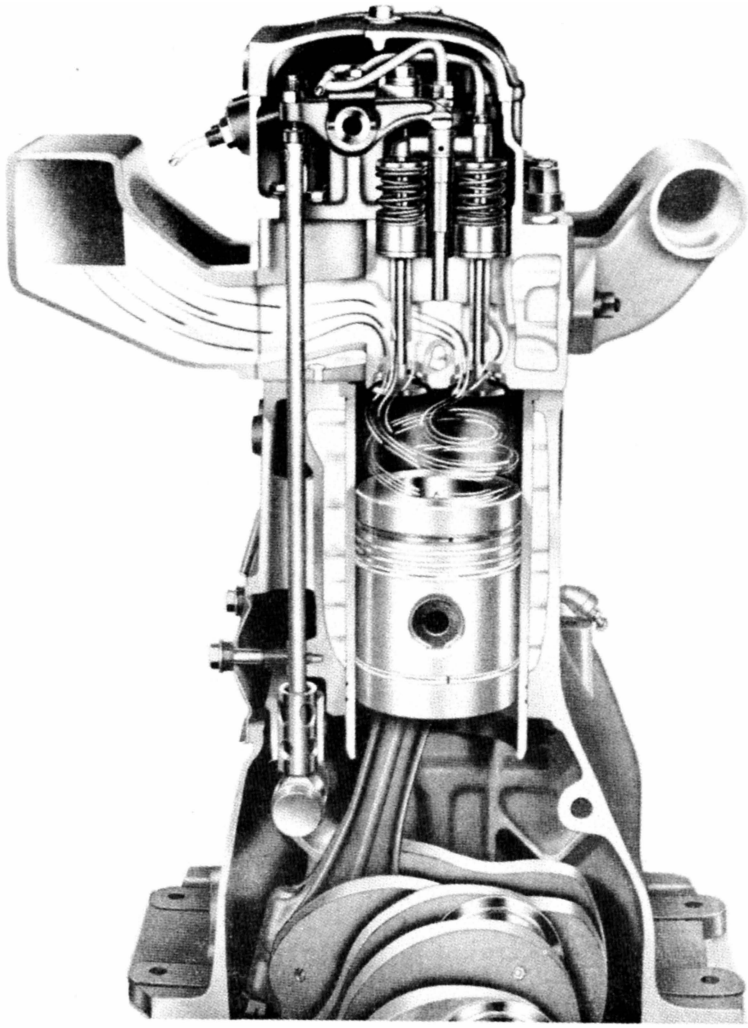
B) L'air vient chercher le combustible :

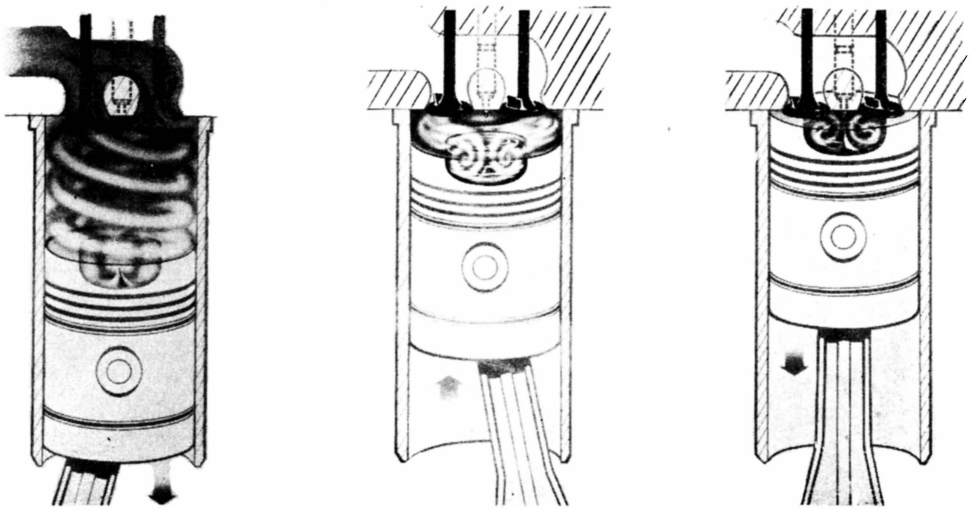
- Solution type : chambre dont l'espace mort est subdivisé en au moins deux compartiments communiquant par des orifices étroits.
- Rôle majeur : assuré par la chambre de combustion.

Deux procédés complémentaires peuvent être mis en œuvre :

α) - Présence d'un point chaud assurant une évaporation des grosses gouttes.

β) - Concentration du combustible dans une faible quantité d'air amenant, par chauffage, une gazéification antérieure à l'auto-allumage.





Admission. Fin de compression. Injection.

Fig. III. 15 b. - L'injection directe avec turbulence par cavité dans le piston.
(extrait de Diesel Engine Catalog - Allis Chalmers)

Solution A - Le combustible va chercher l'air (fig. III. 15 a et b)

A. 1 - Injection directe sans turbulence

Dans cette solution, l'injection est assurée par un injecteur à trous petits et nombreux, injecteur en principe central et qui, pour réaliser la condition de macrostructure, doit injecter sous une pression de 150 à 300 kg/cm^2 suivant l'alésage.

Avantages. -
- Très faibles pertes par parois, donc :
  - Bon rendement thermique
  - Bonne température en fin de compression pour un rapport de compression modéré
  - Température variant peu avec le régime de rotation (facilité de lancement).
- Bonne consommation : 160 - 170 g/ch. h.

Inconvénients. -
- Répartition difficile donc long délai et montée en pression brutale.
- Nécessité d'un fonctionnement impeccable du système d'injection sur lequel repose toute la responsabilité de la combustion.

Emploi limité dans l'état actuel de la technique à :
- Vitesse de rotation inférieure à 1250 tr/mn
- Alésages supérieurs à 200
- En version non "suralimenté", p. m. e. inférieure à 6 kg/cm^2.

A. 2 - Injection directe avec turbulence

Cette turbulence est assurée :
1. Soit par soupape d'admission avec déflecteur
2. Soit, plutôt, par cavité ménagée dans le piston.

Cette dernière solution offre l'avantage de réaliser partiellement les conditions α) et β).

Mêmes avantages que A. 1 avec pour A. 2_2 possibilités d'aptitude à brûler des combustibles moins nobles que le gas-oil.

Inconvénients. -
- Moindres que A. 1 (surtout pour A. 2_2) mais risques de température de tête de piston plus élevée .

Limite dans l'état actuel de la technique :
- Vitesse de rotation jusqu'à 2 000 tr/mn
- Alésages : jusqu'à 175

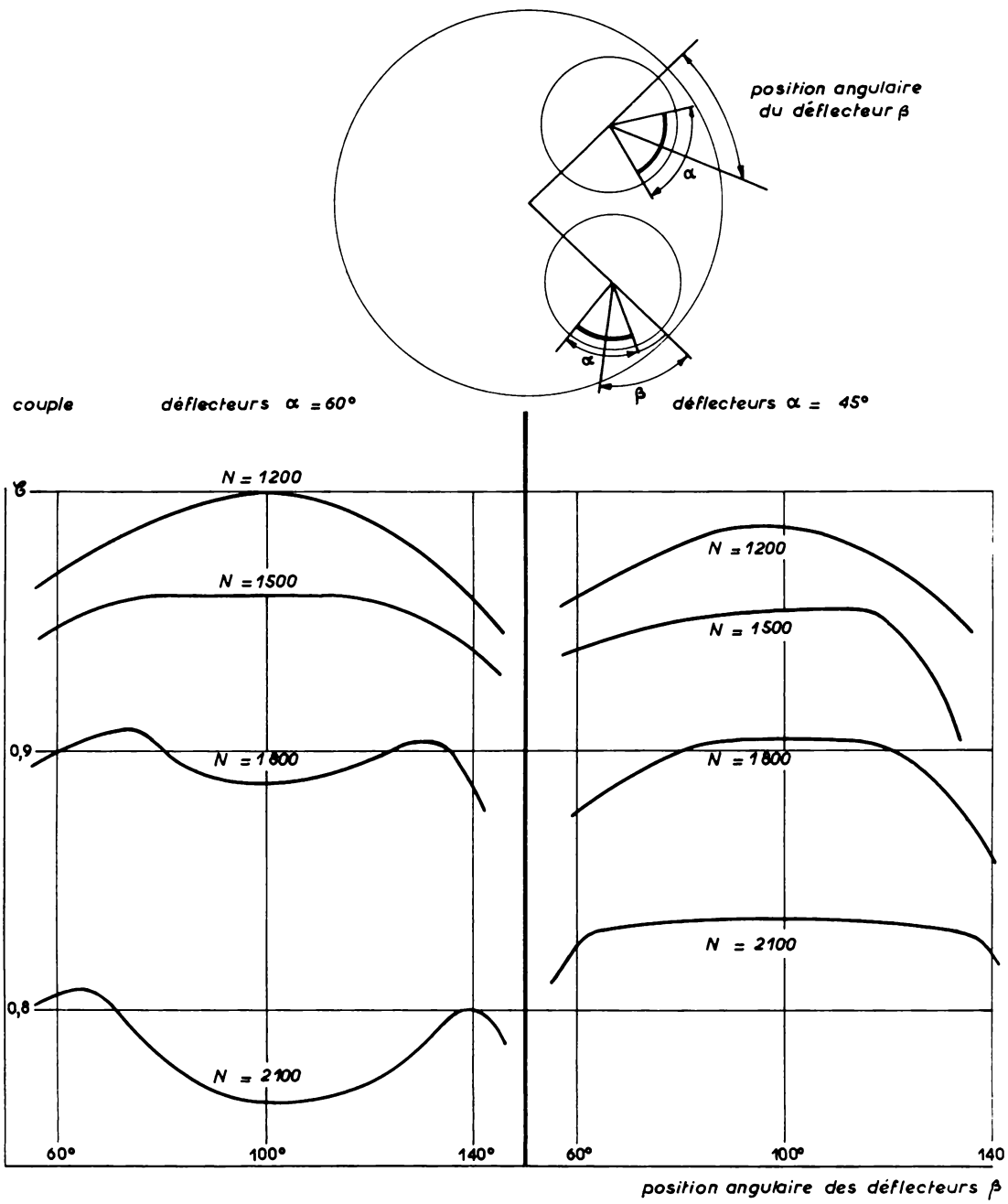


Fig. III. 16. - Action des soupapes avec déflecteurs.
(document Allis Chalmers - S. A. E. Journal. Septembre 1959)

- P. m. e.: inférieure à 13 kg/cm^2 en version "suralimenté". Alésages et p. m.e. sont limités par les températures de piston
- Combustible : peut descendre à moins de 35 de cétane avec certains A. 2_2.

Les solutions type A se prêtent assez bien à une figuration du schéma cinématique du processus. Le problème majeur de la combustion consiste, rappelons-le, à présenter aux gouttelettes convenablement pulvérisées et réparties tout l'air qui, au moment opportun, est nécessaire. Il s'ensuit que toute molécule d'air se trouvant à la périphérie de la chambre de combustion doit parcourir, durant le temps que dure l'injection, une trajectoire circulaire égale à la longueur de la circonférence de la chambre divisée par le nombre de jets n_j :

$$\frac{\pi D}{n_j} = U_p \cdot t$$

Le temps de l'injection est généralement exprimé angulairement; t est donc égal à :

$$\frac{60}{N} \times \frac{a}{360}$$

D'où :

$$U_p = \frac{\pi D}{n_j} \times \frac{N}{60} \times \frac{360}{a} \qquad (1)$$

Si rien n'est prévu pour augmenter la vitesse tangentielle de l'air une fois admis dans la chambre de combustion (solution A. 1) il faudra que, à l'admission, l'air possède une vitesse de rotation $U_{p\,ad}$ telle que :

$$U_{p\,ad} \cdot r_{ad} = U_p \cdot \frac{D}{2} \qquad (2)$$

r_{ad} étant le rayon où se situe l'axe des soupapes d'admission.

Si U_p ainsi trouvé en (2) est inférieur à la valeur exigée en (1), il faudra adopter des soupapes avec déflecteur.

Soit une chambre de combustion ayant la forme d'un disque plat au sein d'un moteur de 140 d'alésage tournant à 1 800 tours par minute muni d'un injecteur à 5 trous injectant durant 25 degrés de vilebrequin et d'une soupape d'admission dont l'axe est à 40 millimètres de l'axe du cylindre.

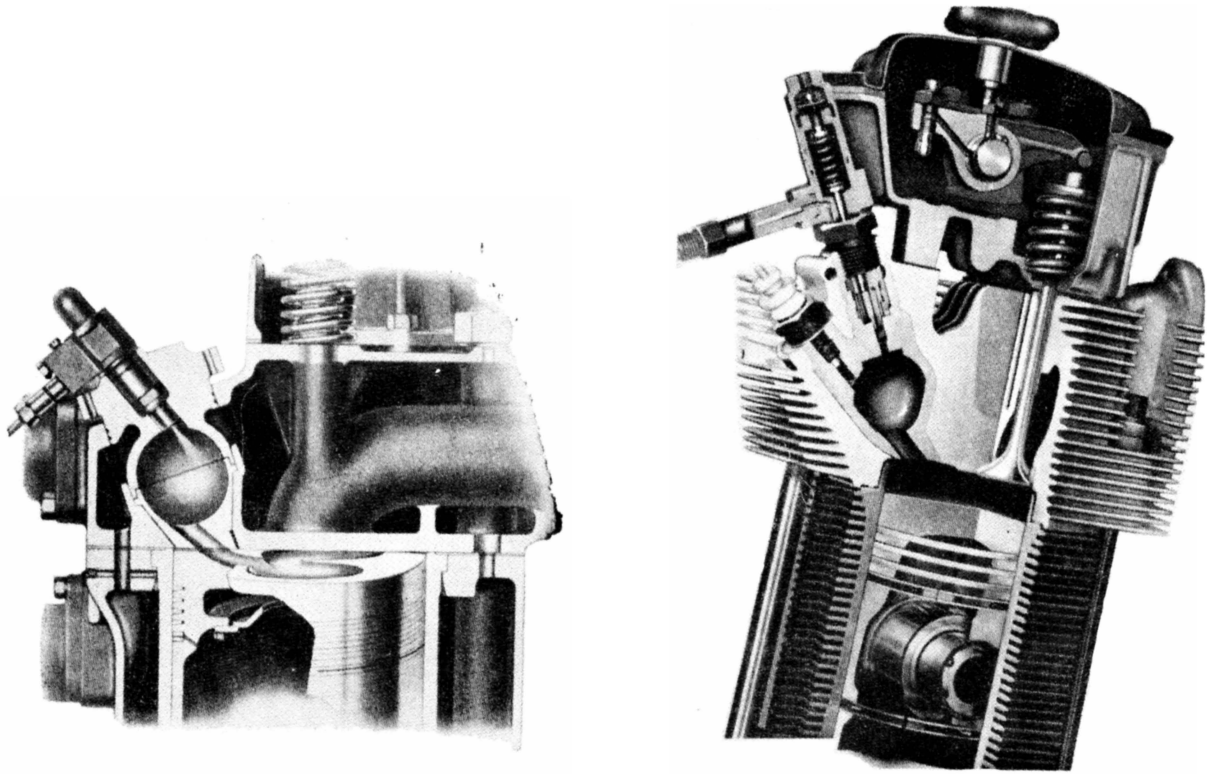


Fig. III. 17 a. - L'injection indirecte avec chambre type Comet.
(documents Waukesha et Deutz)

Dans ces conditions, la vitesse tangentielle nécessaire de l'air à l'entrée dans la chambre doit être :

$$U = \frac{\pi \cdot 140}{5} \times \frac{70}{40} \times \frac{1800}{60} \times \frac{360}{25} \text{ mm/s} = 66,5 \text{ m/s}$$

En réalité si l'on considère que l'angle du jet est d'environ 10° on trouve $U \simeq 55$ m/s.

Le courant d'air introduit devant posséder une vitesse axiale du même ordre formera donc un angle de 45° avec l'axe du cylindre et la vitesse résultante serait de l'ordre de 80 m/s si l'admission d'air avait lieu au moment même de l'injection. Or comme cette admission est de beaucoup antérieure, la perte de vitesse tourbillonnaire sera telle que, en fait, la vitesse résultante devra atteindre 120 m/s ce qui est absolument impossible sans obérer grandement le rendement volumétrique du moteur.

Il faut donc :

- Soit augmenter le nombre des jets, donc diminuer le diamètre des trous (mais on ne peut descendre au-dessous de 0,20 mm)
- Soit accélérer la rotation du tourbillon à l'entrée et durant le temps de compression
- Soit diminuer la vitesse périphérique minimale et pour cela diminuer le diamètre de la chambre de combustion.

L'accélération provoquée par la présence de soupapes déflectrices conduit parfois à des déboires, ou pour le moins à des surprises, du fait qu'il est très difficile de rester maître de mouvements turbulents (fig. III. 16). La dernière possibilité s'avère donc en général la plus séduisante; par surcroît, toute réduction de la vitesse tangentielle nécessaire que doit posséder l'air entraîne, conformément au principe de la conservation de l'énergie, un accroissement de sa vitesse angulaire. Bien que, en réalité, les pertes par frottement amenuisent considérablement cette rotation d'énergie, il n'en reste pas moins que cette disposition (solution A. 2_2) est pratiquement la seule utilisée dans le cas des moteurs rapides.

Mais, pour que le rapport de compression volumétrique reste constant, il faut augmenter la profondeur de la chambre, ce qui motive que, pour que tout l'air traverse le jet, soit provoqué un mouvement toroïdal de l'air (fig. III. 15 b).

Notons sans plus attendre que cette solution A. 2_2 s'avère très intéressante lors des lancements à froid, car la température des

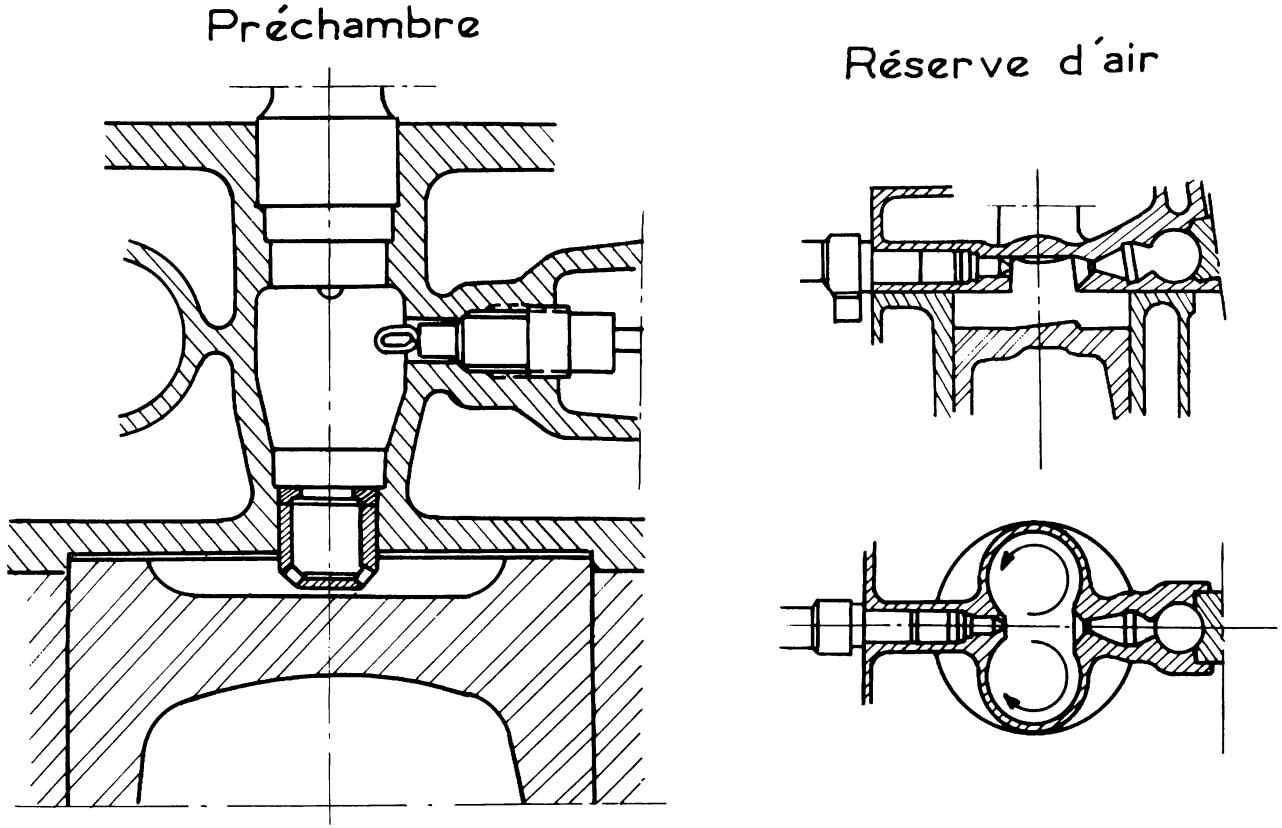


Fig. III. 17b. - L'injection indirecte avec préchambre de combustion ou avec chambre de réserve d'air.

parois de la chambre de combustion ménagée dans le piston s'élève beaucoup plus rapidement que celle des parois de la chemise.

Solution B - L'air vient chercher le combustible (fig. III. 17.a et b)

L'espace mort étant subdivisé, des échanges de gaz se produisent entre les divers compartiments dont l'un, de volume variable, contient le piston et constitue l'espace mort proprement dit, les autres compartiments s'appelant chambres.

Pendant la compression, l'air est refoulé dans le (ou les) compartiment; il s'ensuit une création de courants continus acquérant de la turbulence lors du passage au travers des orifices de communication, lesquels sont étroits.

L'injecteur, en général à trou unique, introduit le combustible dans l'une des chambres. Le début de combustion dans ladite chambre accroît considérablement la turbulence et le mélange intime du combustible et de l'air se parfait lors de l'expulsion au travers de l'orifice de communication.

Si la vitesse de passage est assez élevée, une pulvérisation secondaire peut s'opérer lors de cette expulsion.

Ce dispositif permet une certaine autorégulation de la vitesse de montée en pression, puisque toute augmentation de pression dans l'espace mort principal tend à diminuer le débit des gaz sortant de la chambre, donc à limiter l'augmentation de cette pression.

Principaux types de solutions

1) Chambre Comet Ricardo

2) Préchambre.

Toutes deux à une seule chambre.

1. Chambre Comet Ricardo. - Chambre sphérique située dans la culasse et débouchant du cylindre. Volume de la chambre = au moins la moitié du volume de l'espace mort total. Orifice large et tangentiel à la sphère.

La partie inférieure de celle-ci, en acier spécial, est rapportée et montée avec jeu pour être isolée thermiquement et former point chaud.

On cherche à obtenir une vitesse de rotation de l'air dans la chambre qui soit de l'ordre de 10 fois la vitesse de rotation du moteur.

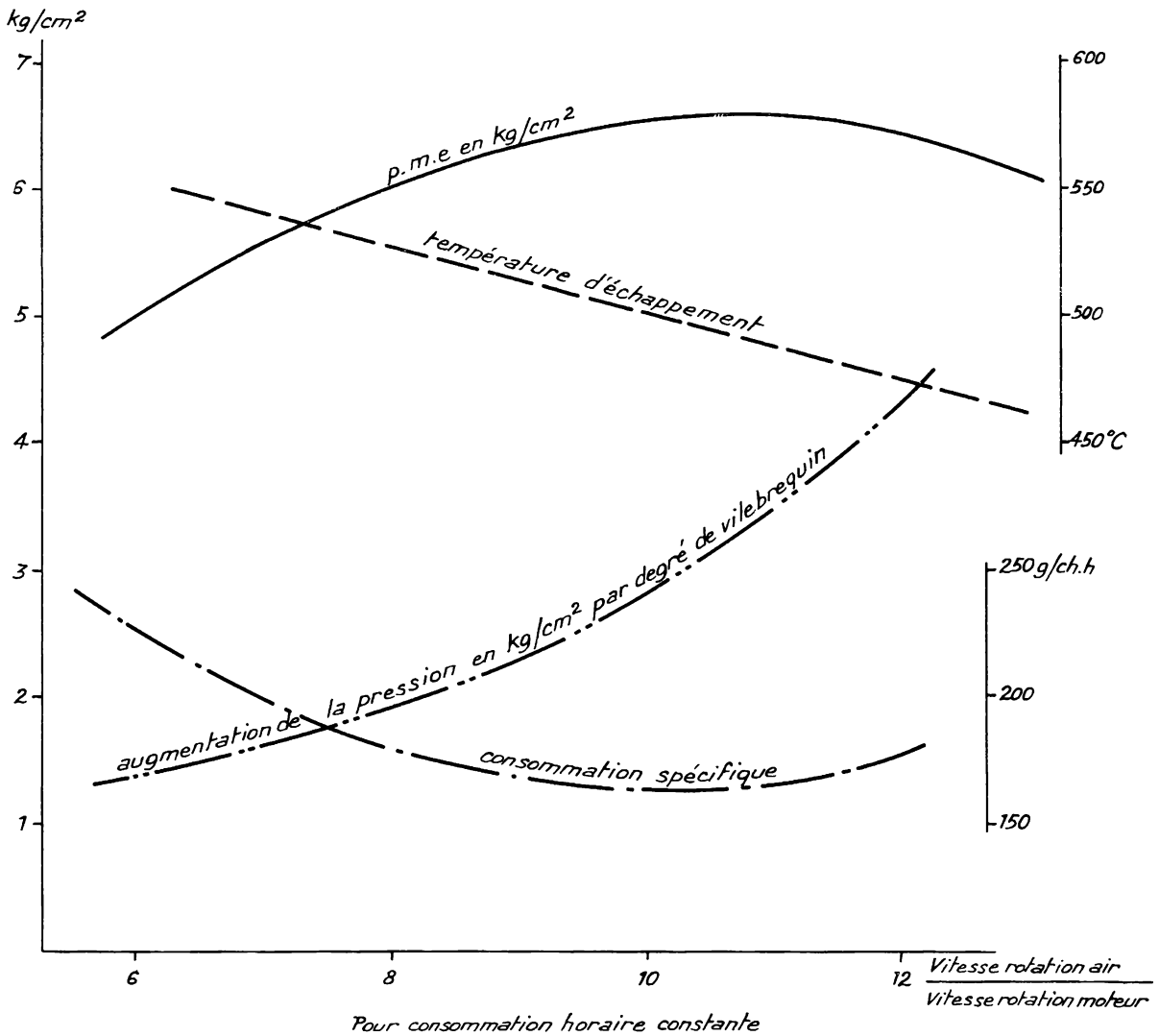


Fig. III. 18. - Variation des principaux paramètres de la combustion d'un moteur à chambre Comet Ricardo.

(d'après Ricardo)

Caractéristiques :

- Rapport de compression volumétrique ⩾ 17
- P. m. e. en version non " suralimenté": 7 à 8 suivant alésage
- Consommation : 190 g/ch.h environ.

2. Préchambre. - Chambre située dans la culasse, au centre de celle-ci, sphérique ou cylindrique à axe vertical. Volume variant de 40 à 25 % du volume de l'espace mort total, en fonction de l'alésage croissant.

Conjugue les effets α) et β). L'auto-allumage de gaz très riches et peu homogènes débute très tôt et est progressif. Malgré l'énorme insuffisance d'oxygène, l'oxydation et la gazéification du combustible s'effectuent sans dépôt de carbone, peut-être par suite de phénomènes à caractère chimique.

Du fait de l'étroitesse de l'orifice de communication entre préchambre et espace mort, ce mode d'injection rappelle l'injection pneumatique et permet d'obtenir un diagramme à $\frac{\Delta p}{\Delta \omega}$ relativement faible.

On profite évidemment tant de la pulvérisation secondaire lors du passage au travers de l'orifice que de l'autorégulation de la pression.

Caractéristiques. Très nombreuses variantes :

- Rapport de compression volumétrique variant de 20 à 16 suivant les alésages croissants
- P. m. e. élevée pour les moteurs non suralimentés
- Consommation : 240 à 190 g/ch.h suivant alésages croissants (fig. III. 4 a et b).

Considérations générales sur la solution B

Avantages (fig. III. 18). -

Du fait de l'organisation de la combustion, bonne utilisation de l'air même aux régimes élevés de rotation, donc possibilités d'atteindre des p. m. e. élevées : solution intéressante pour les petits moteurs tournant vite (3 000 tr/mn et plus) qui concurrencent les moteurs automobiles à essence.

Exemples : Fiat, Vanguard, Mercedes, Peugeot ...

Mais, la turbulence diminuant avec la vitesse, il est relativement difficile de développer des couples importants à bas régime : le moteur manque de reprise.

- Faible vitesse de montée en pression.
- Tâche du système d'injection beaucoup moins lourde puisqu'une partie de la pulvérisation est assurée lors du passage dans les orifices et que la loi de débit est facilitée par l'autorégulation ainsi produite (fig. III. 19).

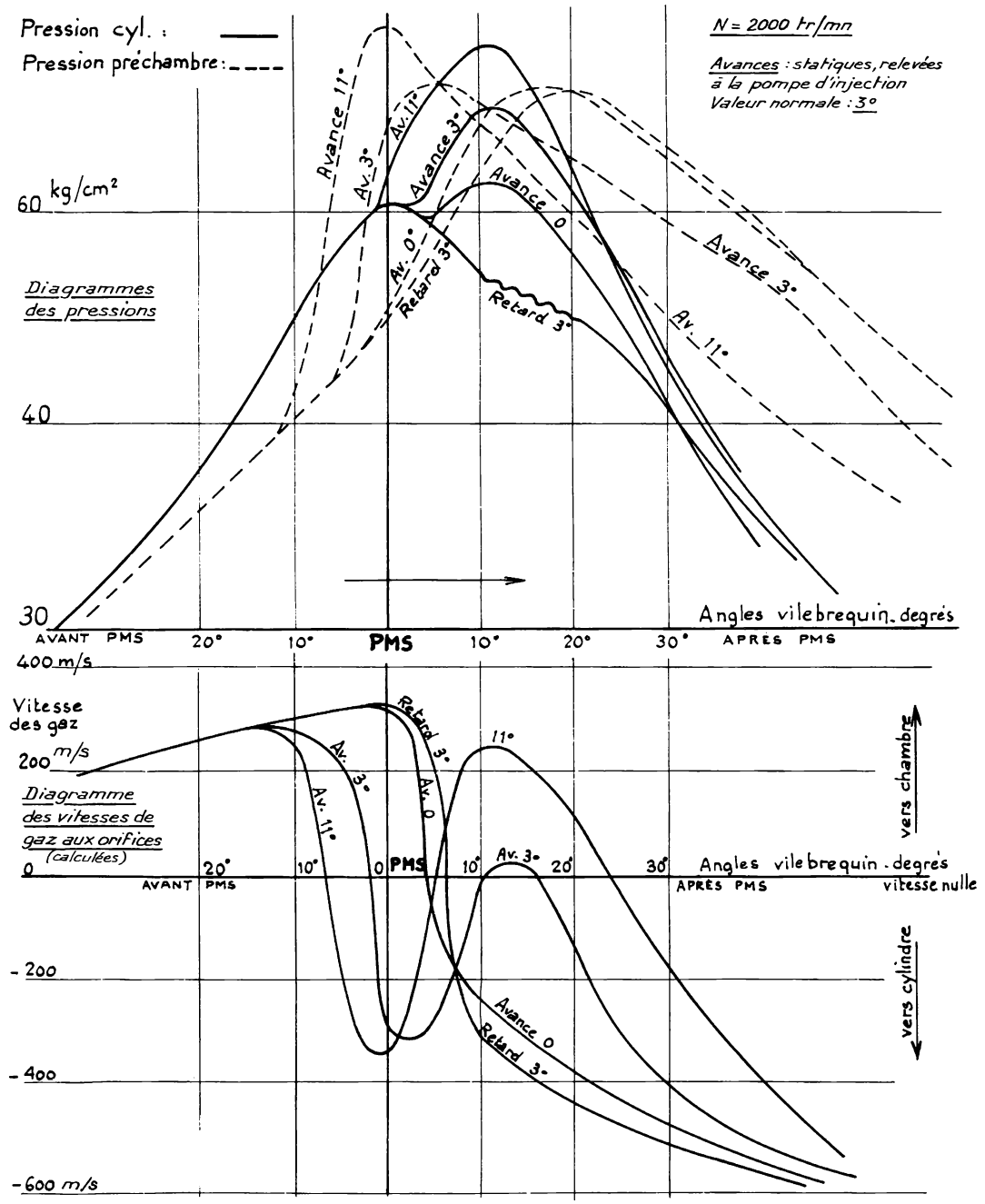


Fig. III. 19. - Diagrammes de pressions et de vitesses de gaz pour différentes valeurs de l'avance dans le cas d'un moteur à préchambre.
(d'après l'Institut de Mécanique de la Faculté des Sciences)

- Injecteur à un seul trou : tenue plus facile; pressions de tarage d'injecteur relativement faibles : 80 à 150 kg/cm^2.
- Dans la solution "Comet", l'injecteur n'étant pas central, possibilité de loger dans la culasse deux soupapes largement dimensionnées, ce qui facilite l'exécution de leur culbuterie.
- Insensibilité assez grande aux caractéristiques du combustible.

Inconvénients. -
- Pertes par parois (fig. III. 20)
- Pertes de charge à travers les orifices
- Consommation élevée
- Lancement à froid difficile (il n'y a pas de zone morte) : bougies de réchauffage ou de lancement.

Les produits intermédiaires de combustion étant, par la turbulence, projetés sur les parois rendent souvent précaire le fonctionnement de la segmentation et, augmentant les sédiments de l'huile, nécessitent de ce fait l'utilisation d'huiles détergentes.

Ces systèmes se prêtent à l'observation, et même à l'enregistrement cinématographique, des phénomènes de combustion se produisant dans la chambre. De très intéressantes constatations ont ainsi été opérées; notons, en particulier, qu'il semble qu'une partie des réactions chimiques préparant la combustion se poursuit au-delà du délai d'allumage, l'apparition de la flamme n'ayant lieu parfois qu'au cours de la montée en pression caractérisant la phase de combustion explosive.

Solution mixte

Le combustible est injecté directement dans l'espace mort; une partie de l'air subit dans une chambre annexe une turbulence accélérée par combustion d'une partie du combustible et vient brasser la partie principale du mélange.

Diverses réalisations, dont les plus répandues sont les chambres à réserve d'air.

Les dispositions pratiques sont multiples : on peut avoir soit deux chambres, soit une; le volume de la réserve d'air peut aller de 50 % du total à 15 %; le choix de l'emplacement de la chambre est varié (culasse, bâti cylindres, piston); la disposition de l'injecteur et le type des orifices sont multiples.

Le fonctionnement se résume de la façon générale suivante : avant le P. M. H. , la quantité d'air qui a été refoulée dans la chambre

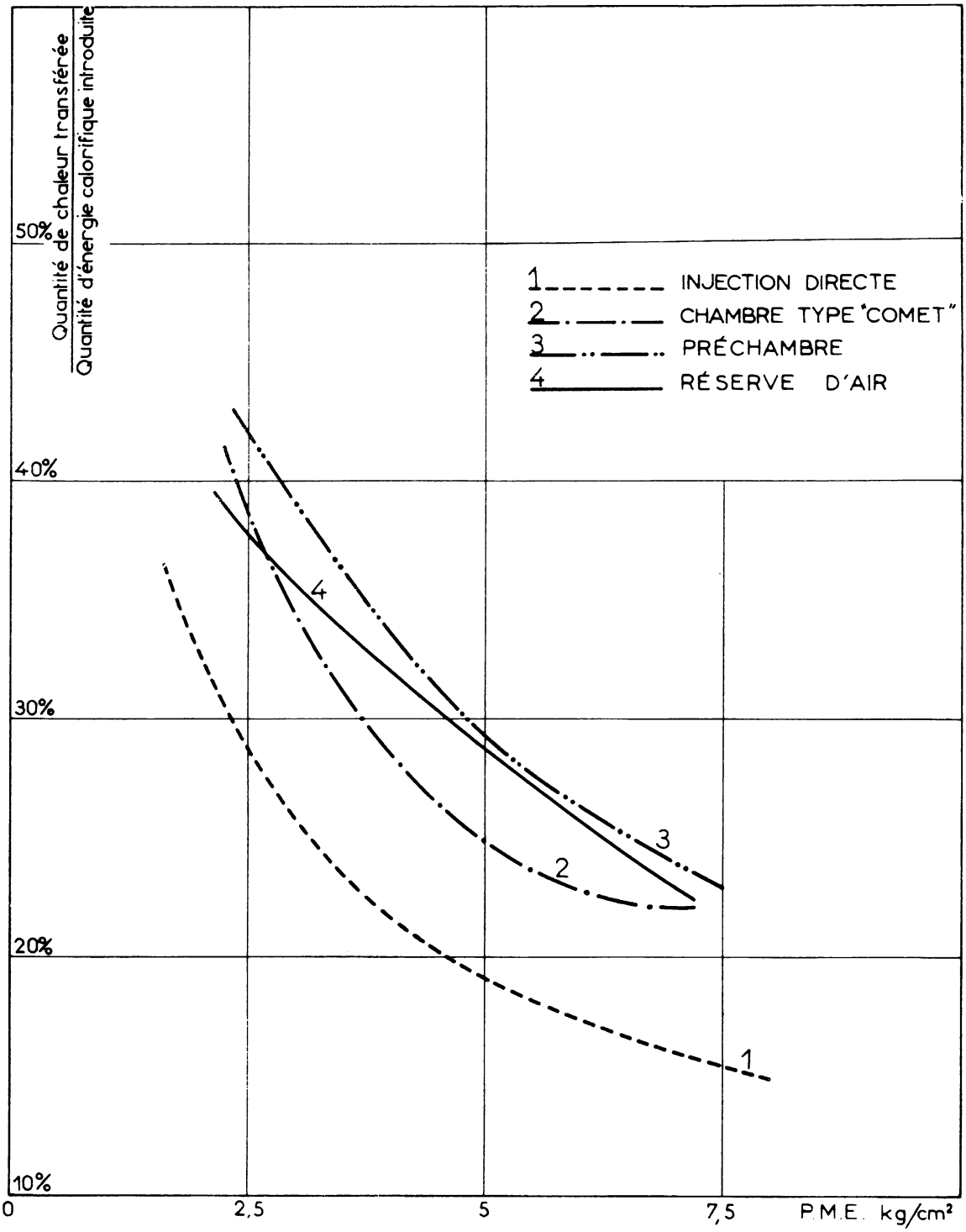


Fig. III. 20. - Moteur 4 temps. Quantité de chaleur transférée aux parois durant la combustion. (d'après LIST - S. A. E. 1956)

y est en turbulence. Quelques-unes des premières gouttelettes injectées pénètrent dans cette chambre, y prennent feu et y provoquent une pression génératrice d'expulsion; par la suite, il semble que, du fait de la combustion qui s'est déclenchée dans l'espace mort, il y ait une nouvelle rentrée dans la chambre. De rapides fluctuations s'établissent ainsi de part et d'autre de l'orifice.

La solution la plus répandue est la chambre Lanova, chambre de volume réduit dans laquelle la turbulence produite, utilisée de façon assez méthodique, permet d'obtenir des p. m. e. élevées (de l'ordre de 7) avec des rapports de compression volumétriques faibles (12,5) tout en utilisant des injecteurs à trou unique.

Dans un tel système, la quantité d'air emmagasiné dans la chambre ne contribue que tard à la combustion; le rendement et la puissance fournie sont donc diminués. Mais, par contre, la vitesse de montée en pression est faible sans que les départs à froid soient très difficiles. C'est une solution très acceptable pour des moteurs de faible alésage (100 à 150) peu chargés et dont l'utilisation est convenable si la consommation de combustible (qui atteint 210 à 240 g/ch.h) est un facteur que l'on puisse négliger devant le coût du maintien en état du matériel d'injection.

A la fin de cette rapide esquisse des phénomènes de combustion, on retiendra surtout des idées générales, sans perdre de vue qu'il existe d'excellentes réalisations dans chacune des solutions.

Il semble, en pratique, que la marge de sécurité qui doit séparer la valeur de l'injection maximale de celle correspondant à la limite de fumée s'avère plus importante avec les injecteurs à trou unique, car les différences de débit constatées d'un injecteur à l'autre y sont plus élevées qu'avec les injecteurs à trous multiples. Ainsi la légère infériorité que possèdent, théoriquement, les moteurs à injection directe sous le rapport du maximum admissible de p. m. e. se trouve, en pratique, très sensiblement réduite.

Il est objectif de constater que les moteurs à injection directe présentent les propriétés qui peuvent être avantageuses :

- D'un couple plus constant en fonction de la vitesse
- D'un lancement plus facile,

sous réserve que l'utilisateur s'inquiète de la propreté parfaite du combustible et de l'entretien du matériel d'injection.

En fait toutes les solutions sont valables à condition que le choix de l'application, en fonction de l'alésage, ait été bien fait et la mise au point bien réussie.

BIBLIOGRAPHIE

JALBERT. Thermodynamique du moteur polycarburant à injection. Edit. La France Energétique.

DAVIES. La combustion dans les moteurs Diesel. Revue S.I.A., juin 1954.

VICHNIEVSKY. Les combustibles pour moteurs à allumage par compression. Revue de l'Institut Français du Pétrole, vol. IX, 1954, p. 376 à 396.

BROEZE. La combustion dans les moteurs à combustion interne. Engineering 1950, p. 439, 464 et 617

ALCOCK et WATTS. Le processus de combustion dans les moteurs Diesel rapides. A 7, C.I.M.A.C., 1959.

MEURER.

a) Le procédé "M" pour l'injection dans les moteurs Diesel. La Technique moderne, octobre 1956, d'après V.D.I. Zeitschrift, 1er mai 1956.

b) La connaissance des réactions pendant la combustion ouvre le chemin pour éviter le cognement Diesel et donne au moteur un caractère polyvalent. Journal de la S.I.A., novembre 1956.

PITCHFORD. Un seul carburant pour un seul moteur dans l'avenir ? VIIe Congrès FISITA, Paris, 1958.

HOCKEL. Influence du procédé de combustion dans les moteurs Diesel rapides au point de vue silence de fonctionnement et aptitude à utiliser sans inconvénients des combustibles différents. VIIe Congrès FISITA, Paris, 1958.

GIACOSA. L'emploi de carburants différents dans un moteur Diesel. VIIe Congrès FISITA, Paris, 1958.

VICHNIEVSKY et SALE. Le bruit des moteurs à combustion interne. Journal de la S.I.A., janvier 1959.

WITTEK. Comment Allis Chalmers a choisi un système de combustion pour ses nouveaux diesel. S.A.E. Journal, septembre 1959.

MOULIN. Quelques aspects de la combustion dans le moteur Diesel rapide Peugeot Indenor. Journal de la S.I.A., avril 1961.

DANGAUTHIER. Evolution du moteur à combustion interne dans le domaine de la voiture particulière. Journal de la S.I.A. janvier 1962.

Chapitre IV

LA SURALIMENTATION DES MOTEURS DIESEL

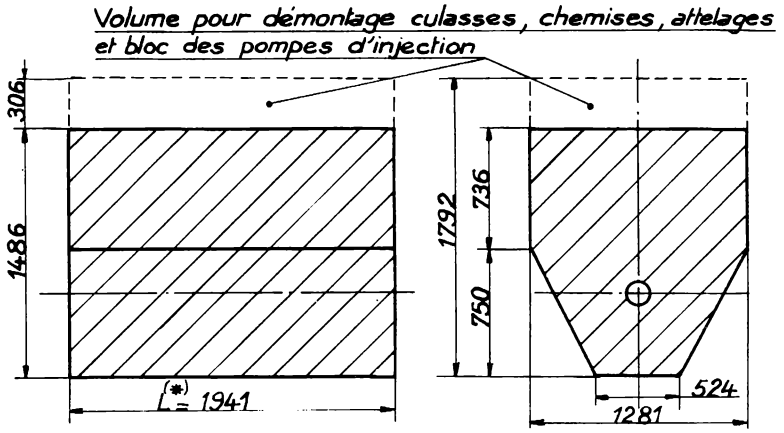
Un moteur Diesel est constitué, élémentairement, par deux pompes volumétriques aspirante et foulante : une pompe à combustible et une pompe à air. Cette dernière, grâce au fait qu'il est possible de l'utiliser comme organe au sein duquel peut se développer une combustion, constitue la partie motrice de l'ensemble. Mais il existe une très grande différence entre les volumes de ces deux pompes, les volumes de fluide aspirés par chacune d'elles étant dans le rapport de 1 à 15 000.

La double nécessité d'abaisser les prix de revient de fabrication de moteurs existants et d'augmenter leur champ d'application en en réduisant tant le poids que l'encombrement au cheval a incité à harmoniser ce rapport en fournissant à la pompe à air de l'air préalablement comprimé.

Pour illustrer le gain que l'on peut retirer de cette suralimentation, considérons un moteur 6 cylindres, de 115 mm d'alésage et 130 mm de course, tournant à 2 000 tr/mn, qui ainsi suralimenté développe 160 ch. Ce moteur pèse 1,1 t et présente une longueur de 1,50 m, une hauteur de 0,950 m et une largeur de 0,750 m ; pour avoir un moteur qui, non suralimenté, lui serait comparable, il faudrait avoir recours soit à un moteur 8 cylindres en ligne ou en V, soit à un 6 cylindres ayant 33 1/3 % de cylindrée totale supplémentaire, soit à un 6 cylindres tournant à 2 660 tr/mn. La première solution entraîne soit à un moteur pesant 1,350 t et de dimensions (1,750 x 0,950 x 0,750), soit à un moteur pesant 1,450 t et de dimensions (1,200 x 1,000 x 0,900). La seconde solution conduit à un moteur 125 x 140 (nous avons conservé sensiblement le même rapport course/alésage), pesant 1,500 t et de dimensions (1,600 x 1,000 x 0,800). La troisième solution est techniquement impossible car elle entraîne à une trop grande vitesse moyenne de piston (11,60 m/s).

La figure IV. 1 fournit un autre exemple de ces gains de poids et de volume au cheval.

Moteur 600 ch non suralimenté :



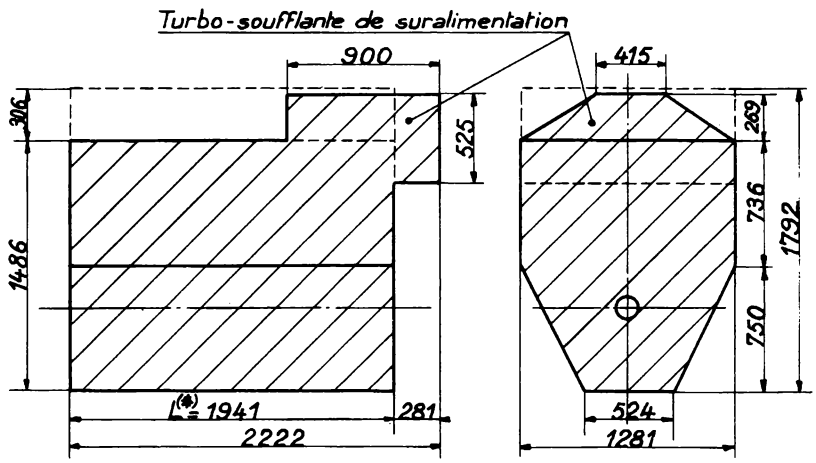
Poids au cheval (moteur nu et sec) : $\frac{3620}{600}$ = 6,03 kg/ch

Volume au cheval :

Volume net : $\frac{3148}{600}$ = 5,25 dm³/ch

Volume installé : $\frac{3910}{600}$ = 6,51 dm³/ch

Moteur 1000 ch suralimenté :



Poids au cheval (moteur nu et sec) : $\frac{4020}{1000}$ = 4 kg/ch

Volume au cheval :

Volume net : $\frac{3445}{1000}$ = 3,45 dm³/ch

Volume installé : $\frac{3910}{1000}$ = 3,9 dm³/ch

(*) L : Longueur du vilebrequin nu.

Fig. IV. 1. - Suralimentation. Gains de volume et de poids.

L'augmentation de puissance au litre de cylindrée d'un moteur Diesel peut être limitée soit par le fait que l'excès d'air nécessaire à la combustion devient insuffisant, soit par les contraintes mécaniques ou thermiques. Dans un cas idéal, ces trois limites apparaîtraient en même temps. Dans le cas général, pour un moteur bien conçu, ce sont en fait les impératifs de bonne combustion qui limitent la puissance.

En fournissant artificiellement l'air à une pression supérieure à la pression atmosphérique, on peut, du fait de l'augmentation du poids d'oxygène présent dans le volume du cylindre, brûler par cycle une quantité plus importante de combustible, donc augmenter proportionnellement la pression moyenne indiquée (ce qui provoque une augmentation des charges thermiques) sans augmenter proportionnellement la pression maximale de combustion (donc en limitant l'accroissement des charges mécaniques).

Dans un moteur à aspiration naturelle, le poids d'air aspiré est égal au produit du volume engendré par le piston durant le temps d'aspiration par le rendement volumétrique de la pompe aspirante et par la densité de l'air introduit.

La suralimentation provoque l'augmentation de ce dernier facteur et on s'évertue à ce qu'elle améliore le rendement volumétrique. Un compresseur annexe, entraîné mécaniquement, conjugue ces deux avantages mais absorbe une puissance qui serait utilisable par ailleurs; un tel compresseur augmente donc le taux de compression, mais réduit, en fait, le taux de détente : cette circonstance constitue un sérieux handicap à l'extension de ce type de suralimentation. Un compresseur mû par l'énergie contenue dans les gaz d'échappement ne souffre pas de cet handicap mais son action sur l'amélioration du rendement volumétrique s'amenuise au fur et à mesure que l'on s'éloigne du régime nominal.

°
° °

Dans le cas d'un moteur à mélange préalable et à allumage commandé, doubler la densité de l'air à l'admission conduit à doubler toute l'échelle des pressions dans le cycle, le rapport :

$$\frac{\text{Pression maximale de combustion}}{\text{Pression moyenne indiquée}}$$

restant inchangé.

En réalité, d'ailleurs, l'échelle est plus que doublée car l'espace mort est, lui aussi, suralimenté en air frais après balayage des gaz brûlés.

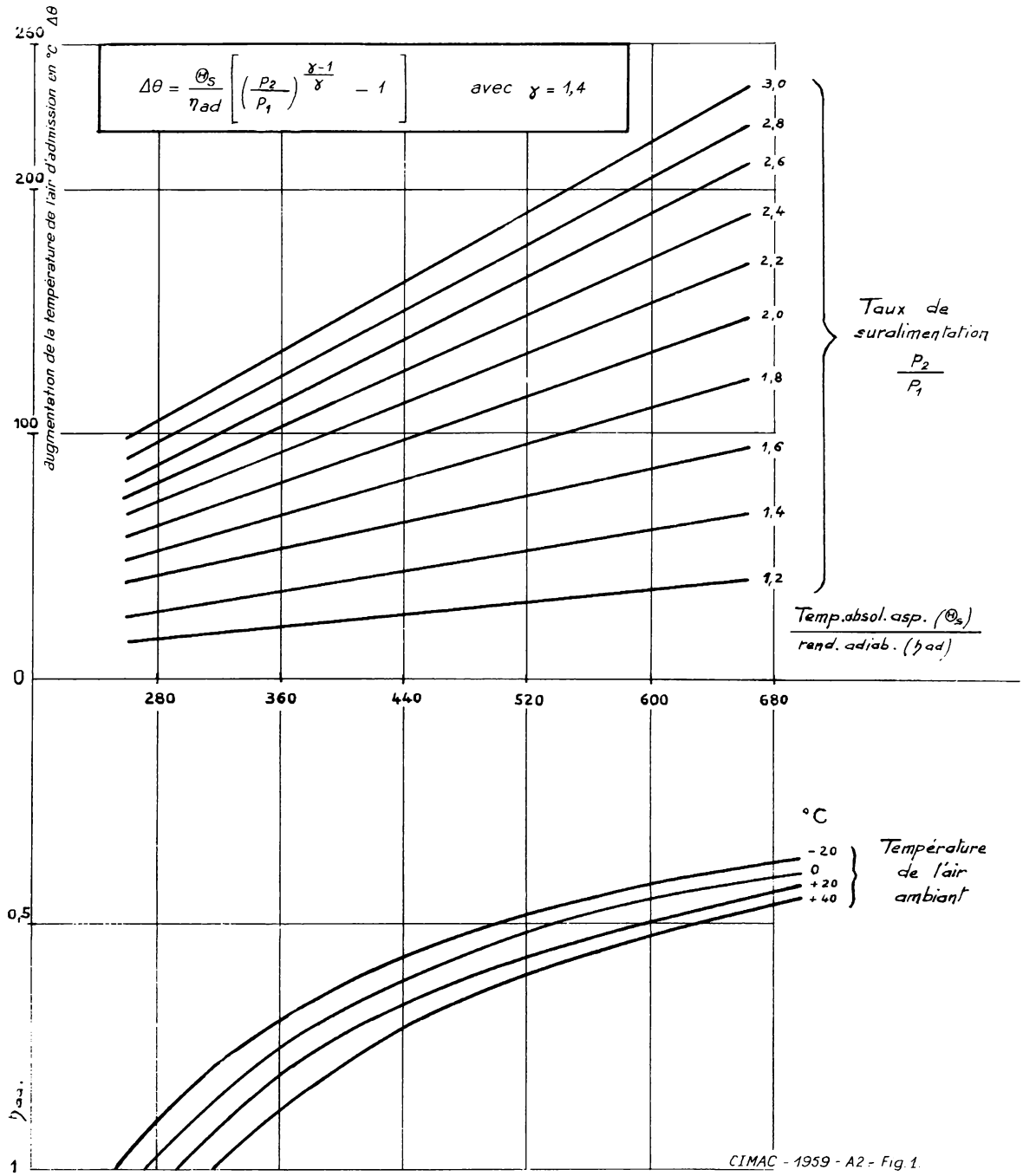


Fig. IV. 2. - Augmentation de la température de l'air en fonction du taux de suralimentation $\frac{p_2}{p_1}$.

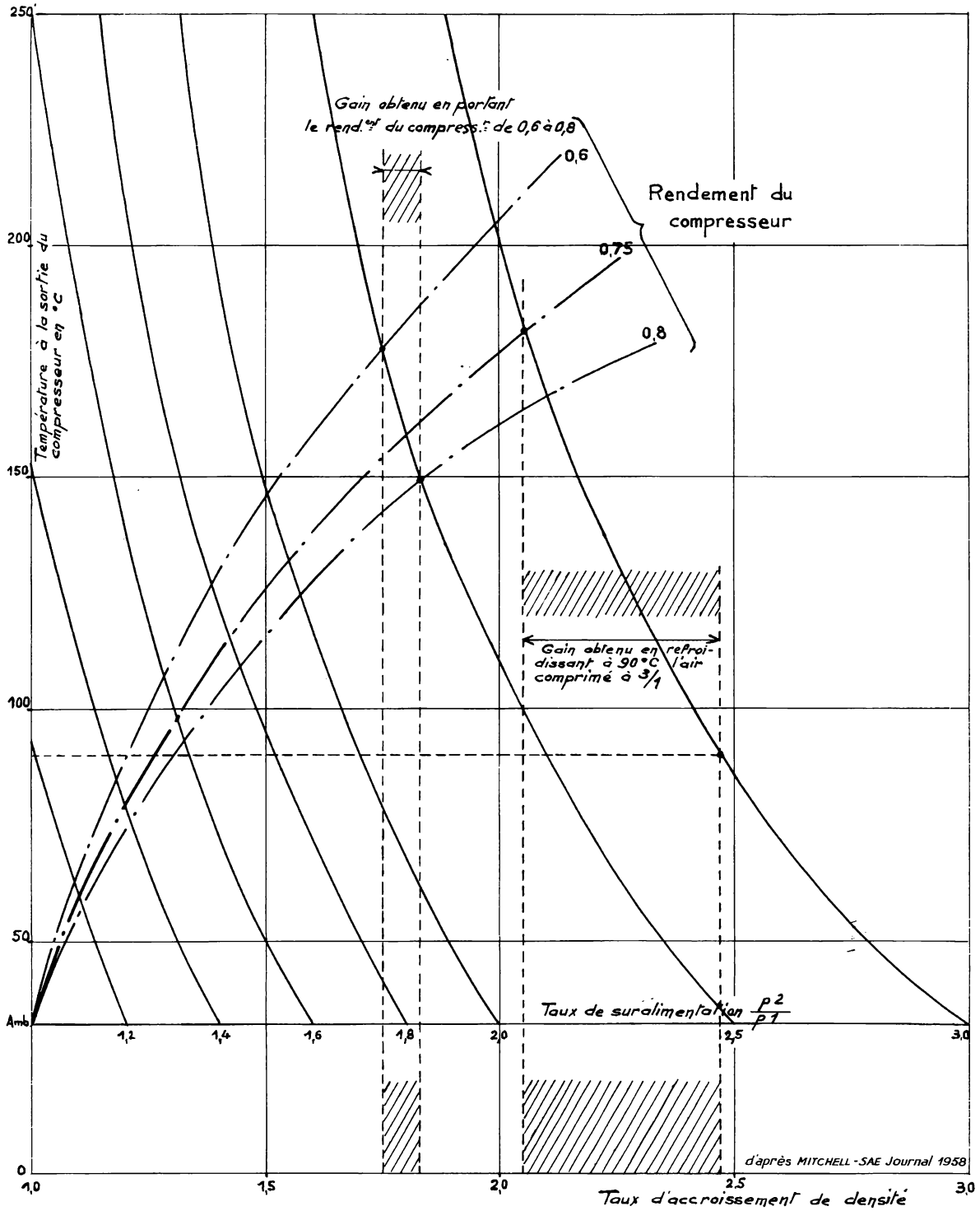


Fig. IV. 3. - Densité de l'air de suralimentation. Intérêt du refroidissement.

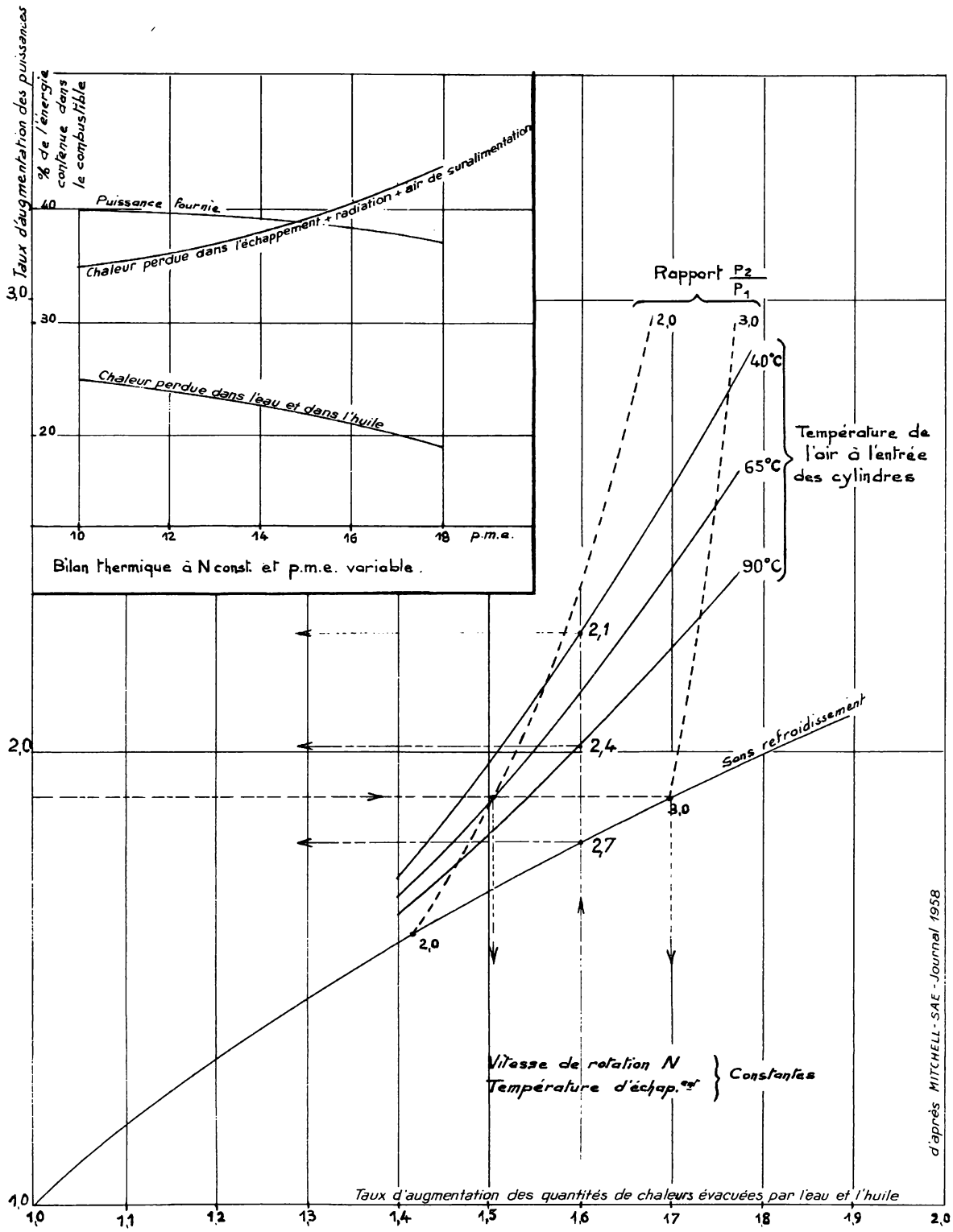


Fig. IV. 4. - Possibilités d'augmentation de puissance pour une augmentation donnée des calories évacuées dans l'eau et dans l'huile.

Dans le cas d'un moteur Diesel, doubler la densité de l'air admis permet également de plus que doubler la p.m.i., mais alors, toutes choses égales par ailleurs, l'augmentation de la pression maximale de combustion n'est que de 40 à 50 %.

La densité de l'air de suralimentation introduit dans le moteur dépend de trois paramètres, d'ailleurs interdépendants (voir fig. IV. 2 et 3) :

- Le taux de suralimentation $\frac{p_2}{p_1}$
- Le rendement du compresseur
- La température de cet air.

L'emploi de hautes pressions p_2 de suralimentation implique le recours au refroidissement de cet air pour éviter des élévations importantes des pression et température du cycle.

Dans les deux types de moteurs le fait de doubler la p.m.i. n'augmente que d'environ 60 % le flux de chaleur dissipé vers l'extérieur : les pertes spécifiques de chaleur (calories au cheval par heure) sont donc diminuées (fig. IV. 4).

Mais on a vu, lors de l'étude thermodynamique, que le moteur Diesel, du fait de son rapport de compression volumétrique élevé, est très sensible à l'augmentation de la température de l'air admis ; toute augmentation de 1°C de la température de l'air admis dans la chambre de combustion se traduit par une augmentation de l'ordre de 2 à 3°C de la température en fin de compression, donc de toute la température du cycle (fig. IV. 5). Par surcroît, le Diesel ne peut tirer avantage de la réfrigération provoquée par l'évaporation du combustible comme c'est le cas pour le moteur à mélange préalable.

En première analyse, on voit donc que la limite du degré de suralimentation d'un moteur est, dans des conditions initiales données, fixée par :

- Les contraintes mécaniques dans le cas d'un moteur à allumage commandé
- Les contraintes thermiques dans le cas d'un moteur Diesel.

°
° °

Reprenons l'examen de la suralimentation du moteur Diesel.

Toute augmentation de p_1 à p_2 de la pression d'air d'alimentation

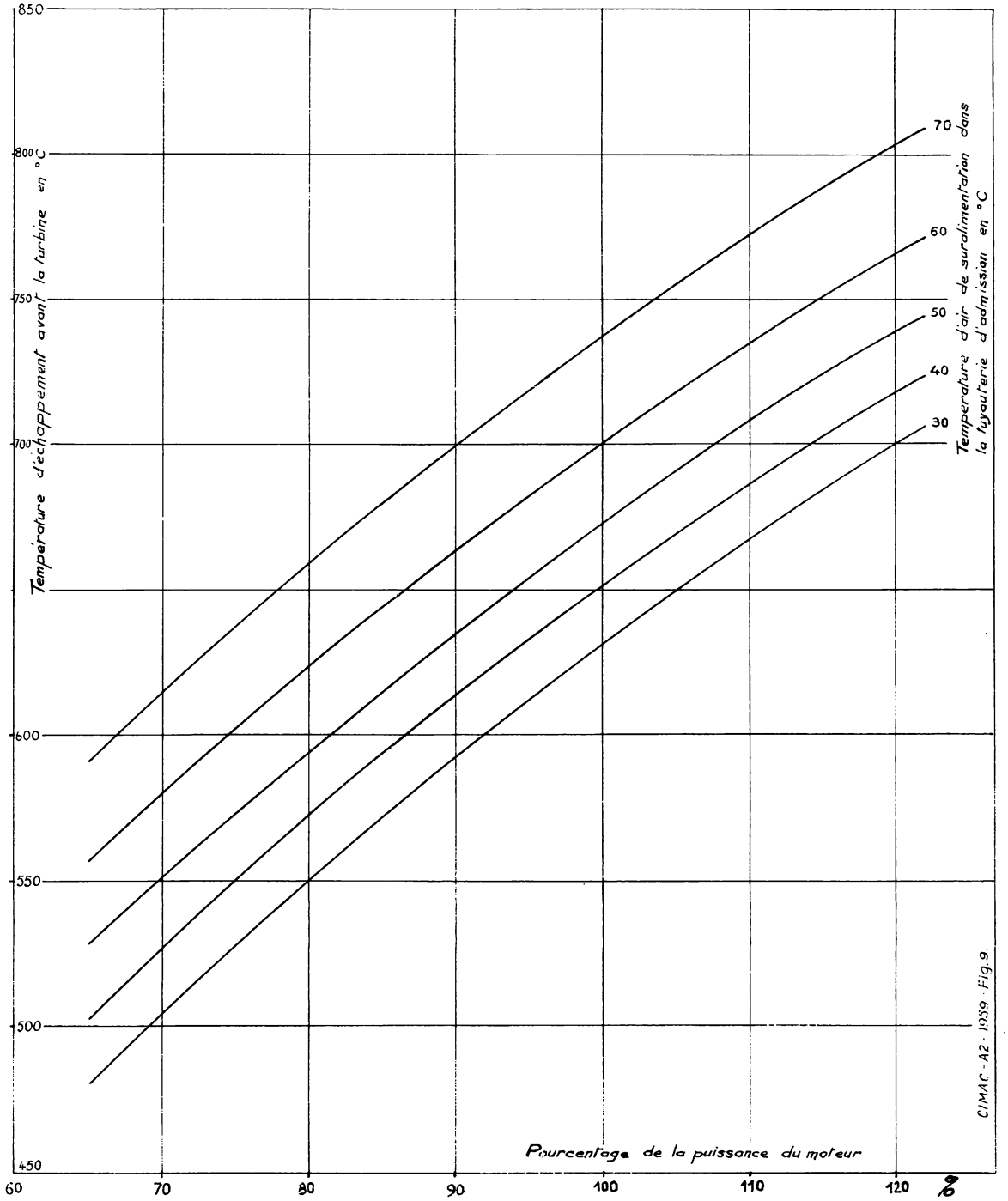


Fig. IV. 5. - Température des gaz d'échappement en fonction de la température d'air pour différentes puissances à vitesse constante.

entraîne une augmentation proportionnelle de la pression p_3 en fin de compression (fig. IV.6), l'exposant polytropique restant inchangé. Si la température de l'air admis n'a pas varié et si les phénomènes de combustion peuvent être reconduits, la pression moyenne indiquée subira une augmentation proportionnelle à $\frac{p_2}{p_1}$ (ceci postule que le rapport $\lambda = \frac{\text{Poids d'air comburant}}{\text{Poids de combustible introduit}}$ est resté constant).

Les pertes mécaniques (frottement, travail de refoulement des gaz brûlés ...) restant pratiquement constantes, il s'ensuit que, dans ces conditions, la p.m.e. croîtra dans un rapport supérieur à $\frac{p_2}{p_1}$.

Sous réserve que l'on ait conservé tant le rapport de compression volumétrique (voir fig. IV. 6 l'influence de celui-ci sur p_3) que le début d'injection, on constate que l'écart $(P_c - p_3)$ entre la pression maximale de combustion et la pression de fin de compression est pratiquement constant ; on en conclut que la quantité de combustible brûlée avant l'instant correspondant à la pression P_c est sensiblement constante, donc qu'elle est en particulier indépendante de la charge, ce qui est conforme à ce que nous avons exposé lors de l'étude thermodynamique.

L'augmentation des contraintes résultant de l'accroissement des efforts mécaniques inhérents à l'utilisation de la suralimentation reste donc relativement modérée.

La situation est différente en ce qui concerne l'augmentation des contraintes d'origine calorifique.

La quantité de chaleur évacuée par unité de temps et par unité de surface de parois croît avec la température des gaz présents dans le moteur, les températures tant de l'air admis que des gaz évacués et que de l'eau de refroidissement étant restées, par ailleurs, constantes. En conséquence, la quantité horaire de chaleur évacuée par le moteur croît avec la pression moyenne indiquée mais toujours plus lentement que celle-ci ; on a trouvé empiriquement que la quantité de chaleur transmise par les parois de la culasse et de la chemise croît sensiblement comme $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,75}$ soit à peu près comme la (quantité de combustible brûlée par cycle)^{0,75}.

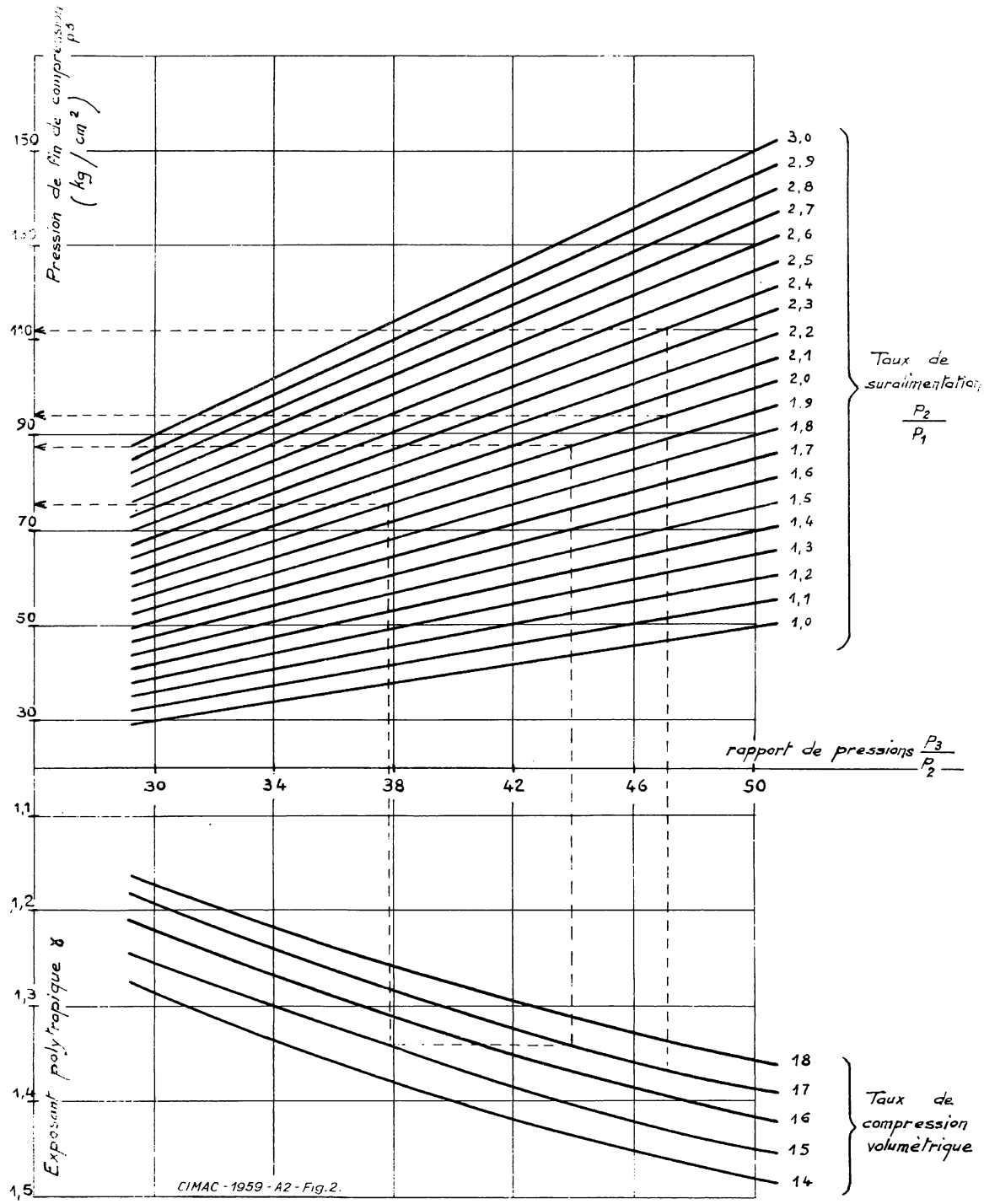


Fig. IV. 6.- Augmentation de la pression p_3 (fin de compression) en fonction du taux de suralimentation et du rapport de compression volumétrique.

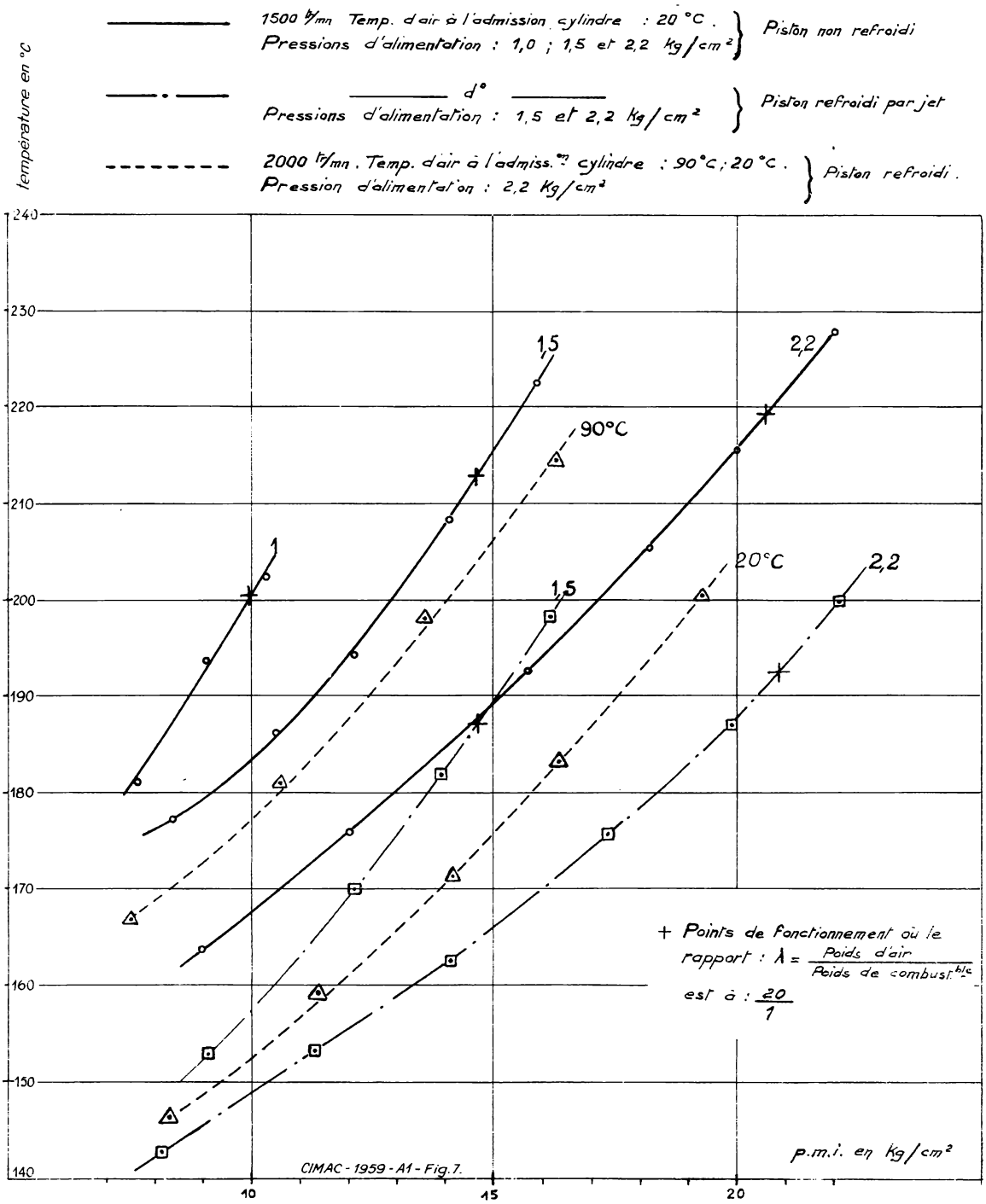


Fig. IV. 7. - Températures de la gorge du segment de tête d'un piston de 100 mm en fonction de divers paramètres.

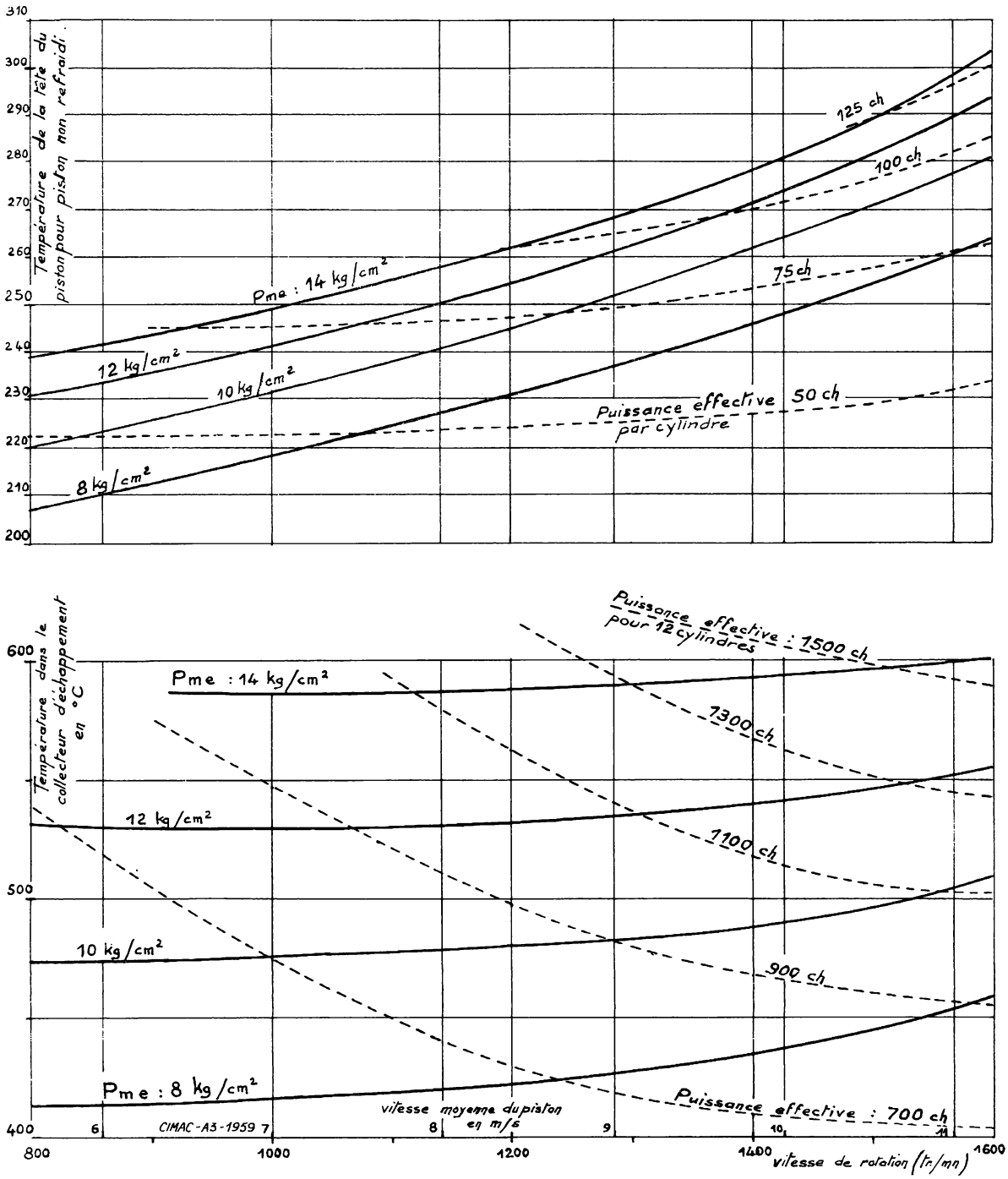


Fig. IV. 8. - Température de la tête du piston et température dans le collecteur d'échappement en fonction de la vitesse du moteur.
Moteur de 180 d'alésage et 210 de course.

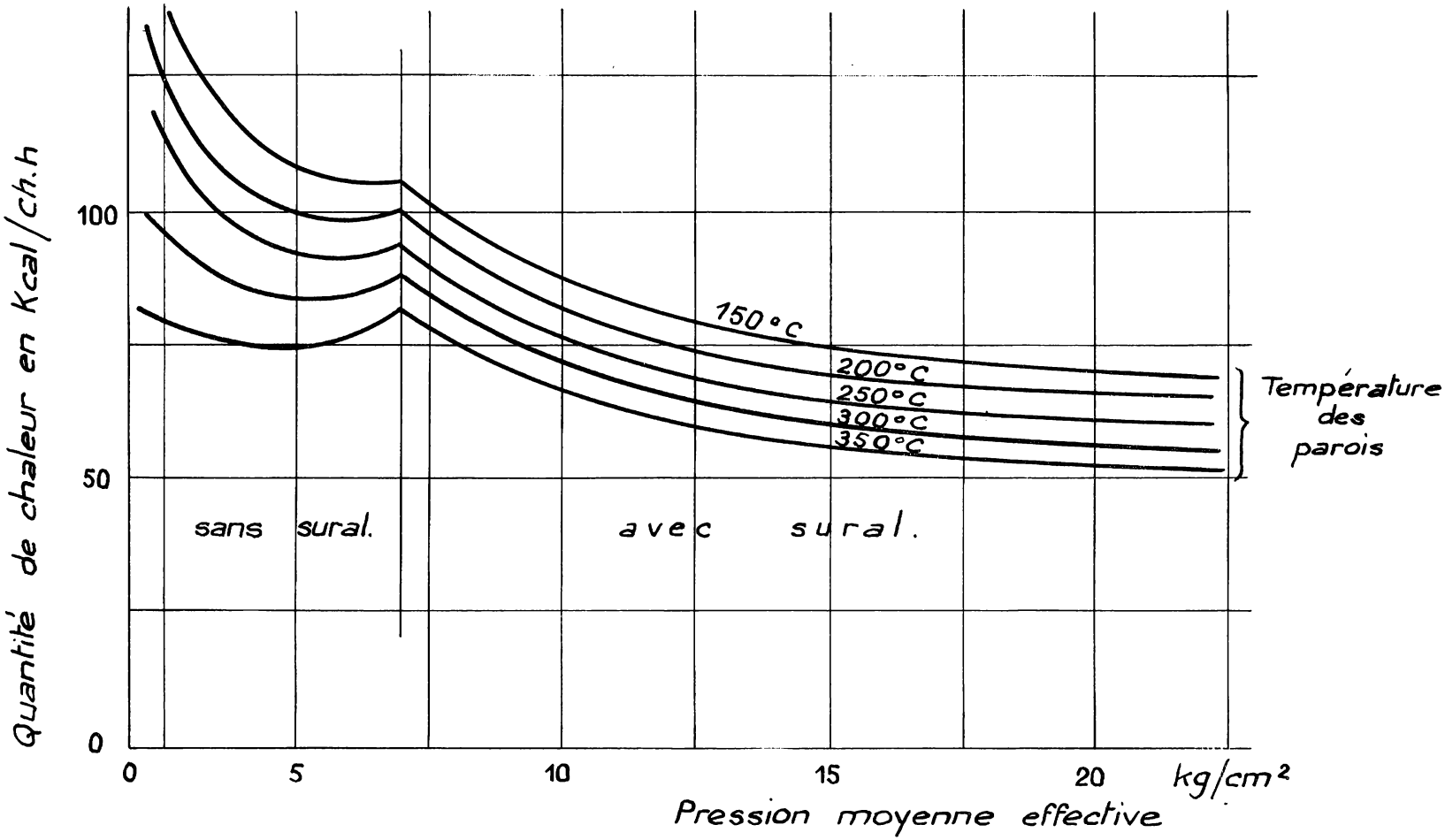


Fig. IV.9. - Quantité de chaleur transmise au piston en fonction de la p.m.e. pour différentes températures de parois de cylindres.

(d'après M.T.Z., avril 1951)

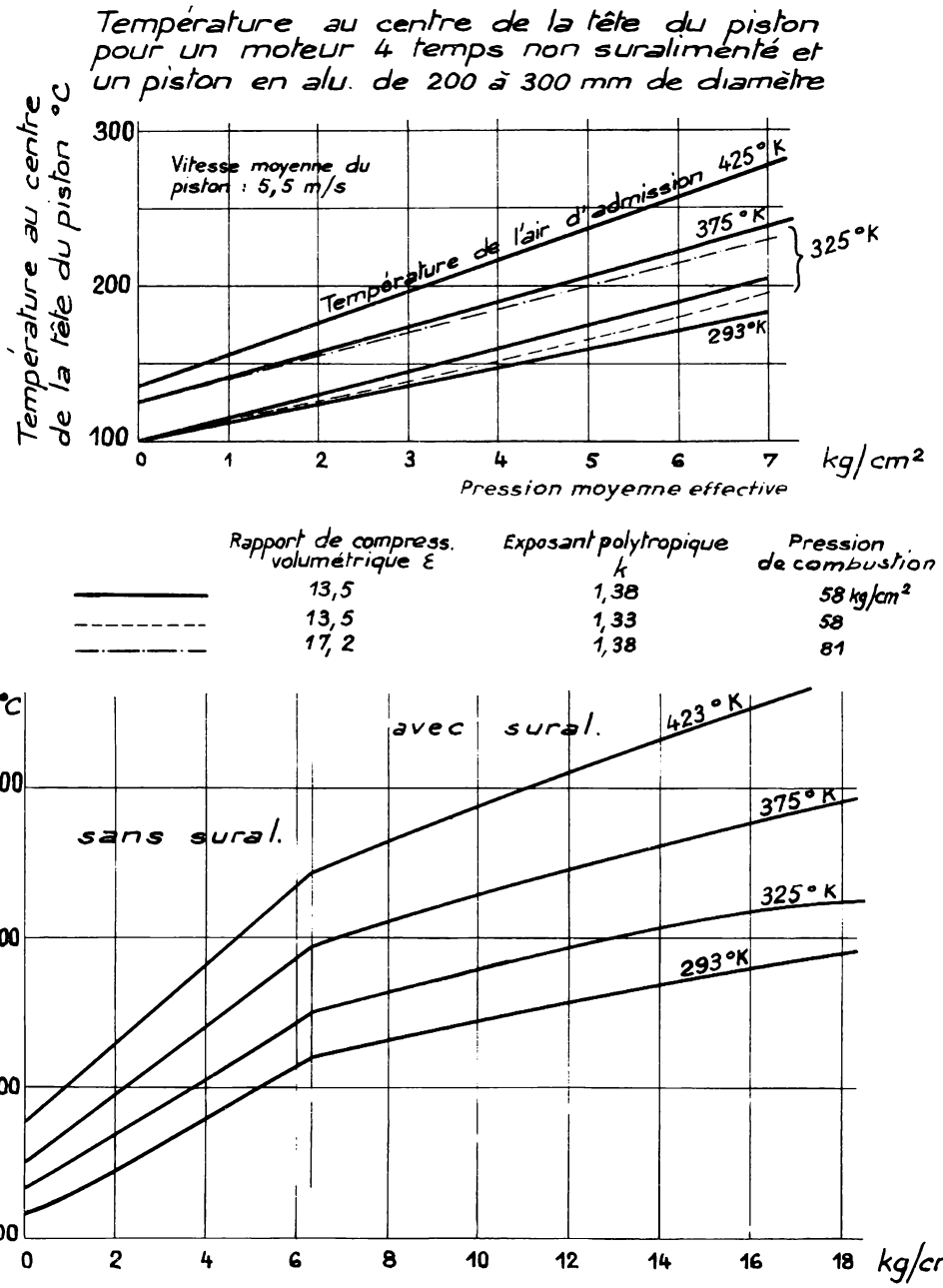


Fig. IV. 10. - Températures de piston en fonction de la p. m. e. pour diverses températures d'air d'admission.

(d'après M. T. Z., avril 1951)

Il s'ensuit que les contraintes provoquées dans les pièces du fait des gradients thermiques régnant dans ces pièces (gradients anisotropes et variant avec la rapidité des variations de régime) croissent dans le même rapport. Cette situation déjà préoccupante se complique du fait que l'accroissement des températures des gaz est surtout sensible en fin de compression et au début de la combustion, c'est-à-dire lorsque les surfaces d'échange gaz-paroi sont les plus faibles et varient le moins dans le temps ; à l'opposé, les flux thermiques sont peu augmentés durant la détente lorsque de grandes surfaces d'échange sont balayées par des gaz à plus faible température. Au total, fond de culasse, haut de chemise et tête de piston sont les parties les plus thermiquement surchargées ; la tête du piston en aluminium (coefficient de dilatation linéaire $21,5 . 10^{-6}$ contre $11 . 10^{-6}$ pour la fonte ; module d'élasticité 7 000 kg/mm^2 contre 12 000 pour la fonte ordinaire; limite élastique 18 kg/mm^2 contre 22 pour la fonte) sera la partie qui souffrira le plus malgré le bon coefficient de conductibilité thermique ($0,37 \frac{\text{cal . cm}}{\text{cm}^2 . \text{s} . \text{°C}}$ contre 0,18).

Mais la pratique de la suralimentation n'entraîne ipso facto une augmentation des contraintes d'origine thermique du piston que si on ne la conjugue pas avec :

- Le refroidissement de l'air de suralimentation
- Le refroidissement interne du piston (fig. IV. 7, 8, 9 et 10).

Il importe d'attacher également une attention soutenue à la température du haut de la chemise afin d'éviter toute déformation anormale de celle-ci et en vue de ne pas obérer les conditions de la lubrification de la segmentation.

En contrepartie, il ne faut pas perdre de vue que, pour une même pression initiale de l'air, l'absence du refroidissement de celui-ci diminue légèrement les pressions de combustion et de compression : en effet, le flux thermique à travers les parois augmente avec la température et avec la pression des gaz. Donc, en l'absence de refroidissement de l'air suralimenté, les contraintes mécaniques nées de la combustion sont, toutes choses égales par ailleurs, diminuées et la quantité d'énergie disponible dans les gaz d'échappement est plus élevée.

Par ailleurs on remarque sur la figure IV. 9 que la quantité spécifique de chaleur cédée au piston croît en raison inverse de la température des parois. En effet, pour une p.m.e. donnée et pour des conditions initiales données, la température en fin de compression

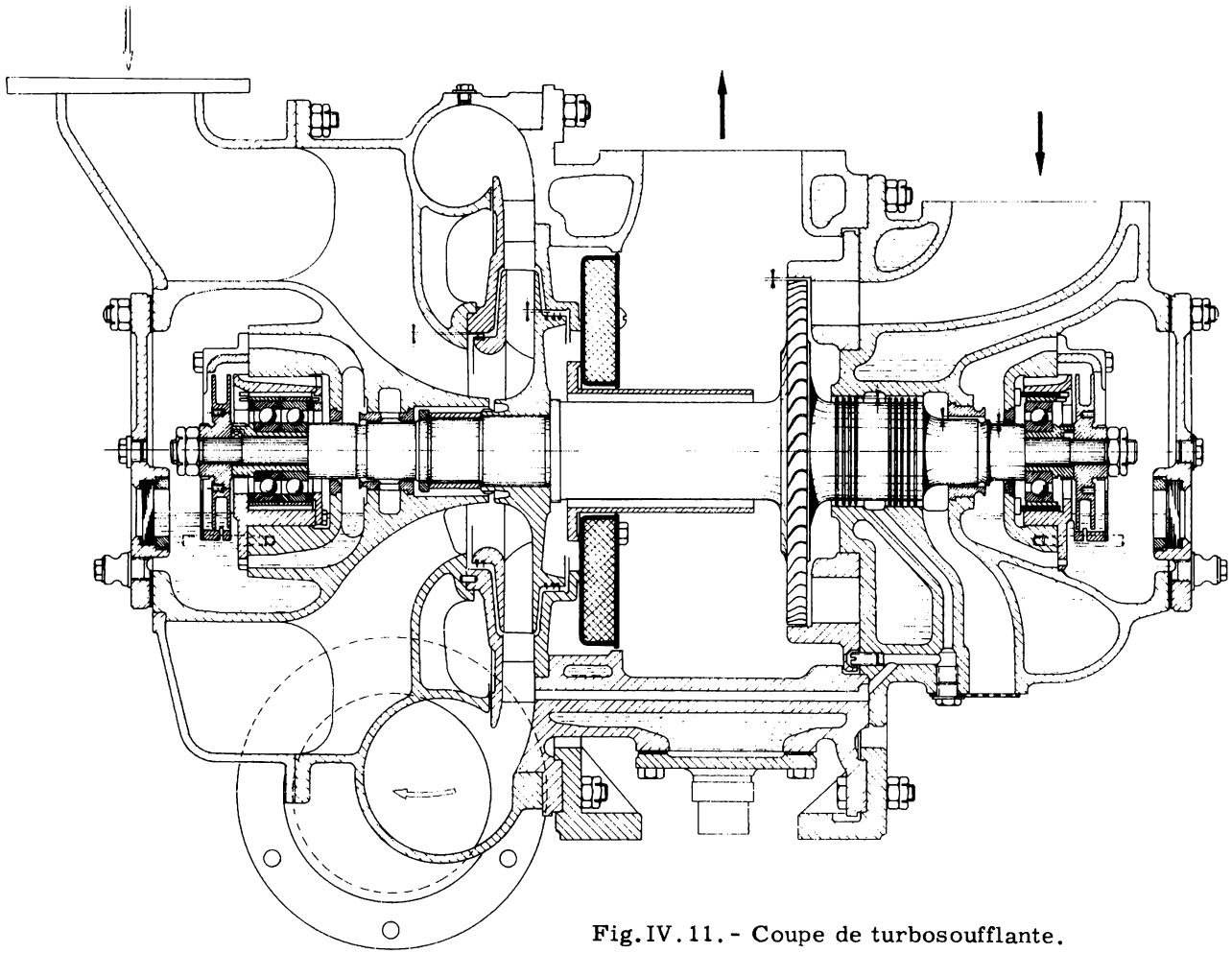


Fig.IV.11.- Coupe de turbosoufflante.
(document Brown-Boveri)

varie comme la température des parois ; or, si celle-ci s'abaisse, le délai d'allumage croît et la pression maximale de combustion également.

Etant donné que l'augmentation de température et de densité de l'air en fin de compression améliore le taux d'apport de chaleur aux gouttelettes de combustible, le délai d'allumage est, toutes choses égales par ailleurs, réduit par la suralimentation. Celle-ci rend donc un moteur donné moins bruyant et moins sensible à la qualité du combustible.

En contrepartie, on peut arguer que, à cylindrée égale, l'augmentation de puissance due à la présence d'une soufflante est, pour le moteur 4 temps suralimenté, inférieure à celle que l'on obtiendrait en passant du 4 temps au 2 temps et ce pour un prix au cheval comparable. Mais, dans le cas du 4 temps, la soufflante puisqu'elle peut toujours être entraînée par les gaz d'échappement peut coûter moins de puissance qu'en 2 temps ; par surcroît les fatigues thermiques d'un 4 temps restent toujours inférieures à celles d'un 2 temps, et ce d'autant plus qu'elles peuvent être diminuées par un balayage peu coûteux en air puisqu'il n'est appliqué qu'à l'espace mort.

Il faut souligner enfin que, au stade de la fabrication, la suralimentation permet une substantielle augmentation de puissance sans modification du parc des machines-outils.

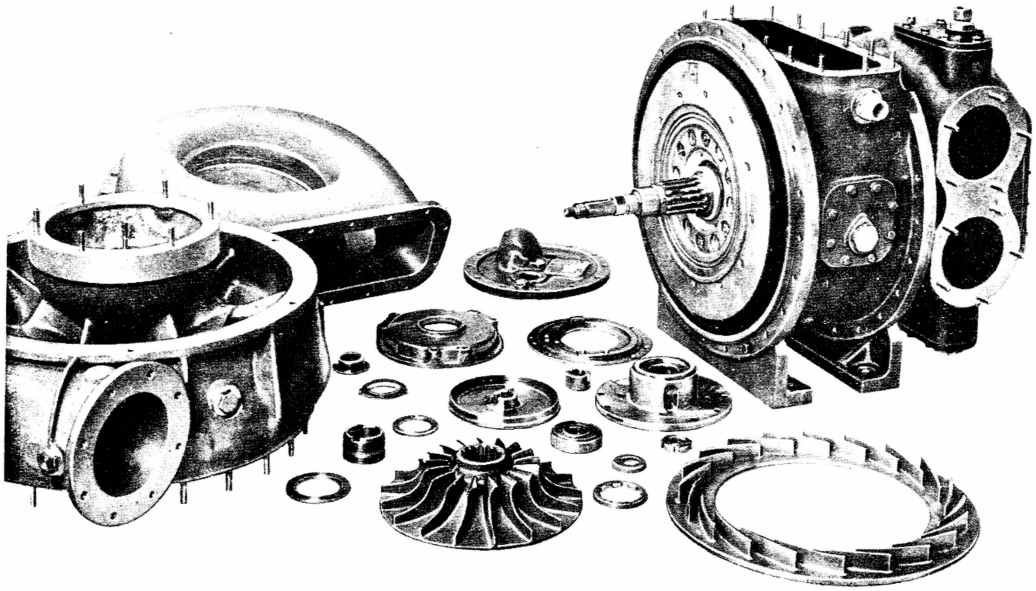
LA SURALIMENTATION DU MOTEUR 4 TEMPS

Suralimentation par turbosoufflante mue par les gaz d'échappement

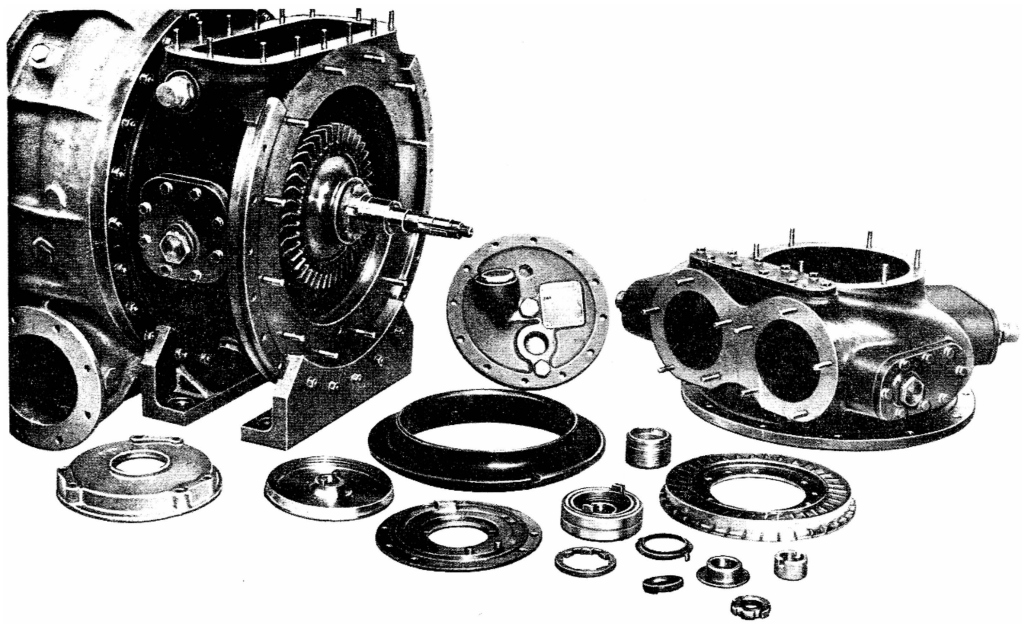
Un moteur Diesel à 4 temps expulse, à tous les régimes pratiques d'utilisation, des gaz d'échappement dont la température est :

- Suffisamment élevée pour que l'on puisse tirer parti de leur détente dans une turbine à gaz ;
- Suffisamment basse pour ne pas compromettre la pérennité du fonctionnement de celle-ci (ceci en vertu de la mauvaise utilisation de l'air comburant et de la grande course de détente, comparativement aux valeurs adoptées dans le moteur à allumage commandé).

Cette turbine à gaz est, à son tour, capable d'entraîner un compresseur centrifuge sans créer à la sortie du moteur une contre-pression de nature à s'opposer à l'expulsion des gaz.



Turbo-soufflante partiellement démontée - Vue coté soufflante.



Turbo-soufflante partiellement démontée - Vue côté turbine.

Fig. IV. 12.

(document Napier)

Dans le cycle Diesel, en effet, 35 à 40 % de l'énergie dégagée par le combustible est évacuée dans les gaz d'échappement. Mais une partie seulement en est récupérable. En effet :

a) Conformément au cycle de Carnot, une partie de cette énergie (environ la moitié) est restituée au milieu ambiant.

b) Environ le quart en est perdu, car on ne peut finalement évacuer les gaz à la température et la pression ambiantes.

Mais d'un autre côté, alors que l'énergie utilisable représente donc environ 10 % de l'énergie contenue dans le combustible, il suffit pour comprimer l'air d'alimentation de disposer d'une énergie qui, suivant le taux de suralimentation, n'est que de 1 à 3,5 % de celle-ci. Il paraît donc facile, en première analyse, de tirer des gaz d'échappement le travail nécessaire à la compression de l'air. En réalité, il faut tenir compte du fait qu'une partie de l'énergie de pression résiduelle est perdue par laminage lors du passage au droit de la soupape et de la chapelle d'échappement, et que des pertes supplémentaires par frottement et par échanges calorifiques sont inévitables. Un tel groupe de suralimentation est assimilable à une turbine à gaz tournant à vide, ne fournissant que l'énergie nécessaire pour entraîner sa soufflante et compenser ses pertes mécaniques.

On emploie des machines tournant très vite (15 000 à 60 000 tr/mn), comportant sur un même arbre la turbine entraînée par les gaz d'échappement et la soufflante comprimant l'air atmosphérique et l'envoyant aux chapelles d'admission (fig. IV.11). Le rendement de ces turbosoufflantes doit être très élevé, ce que l'on ne sait obtenir suffisamment bien qu'au-dessus d'une certaine puissance (100 ch au diesel) ou plus exactement au-dessus d'une certaine quantité de gaz à traiter. D'ailleurs, le prix d'une turbosoufflante ne diminue pas proportionnellement à la taille.

La partie "soufflante" (fig. IV.12) se compose, comme tout compresseur centrifuge, d'une roue et d'un diffuseur. Tout le travail sur l'air est effectué par la roue ; au sein de celle-ci se produit environ la moitié de l'augmentation de pression. Le diffuseur transforme ensuite, en pression, la vitesse de l'air refoulé (fig. IV.13).

La turbine se compose d'un anneau de tuyères et de la roue de turbine. La vitesse de rotation de la turbine est déterminée par :

- La vitesse du tourbillon des gaz, tourbillon d'autant plus intense que, pour un flot de gaz donné, la section du passage offert par les tuyères est plus faible ;
- La quantité de puissance recueillie par la roue.

La mise au point d'une turbosoufflante consiste à composer au

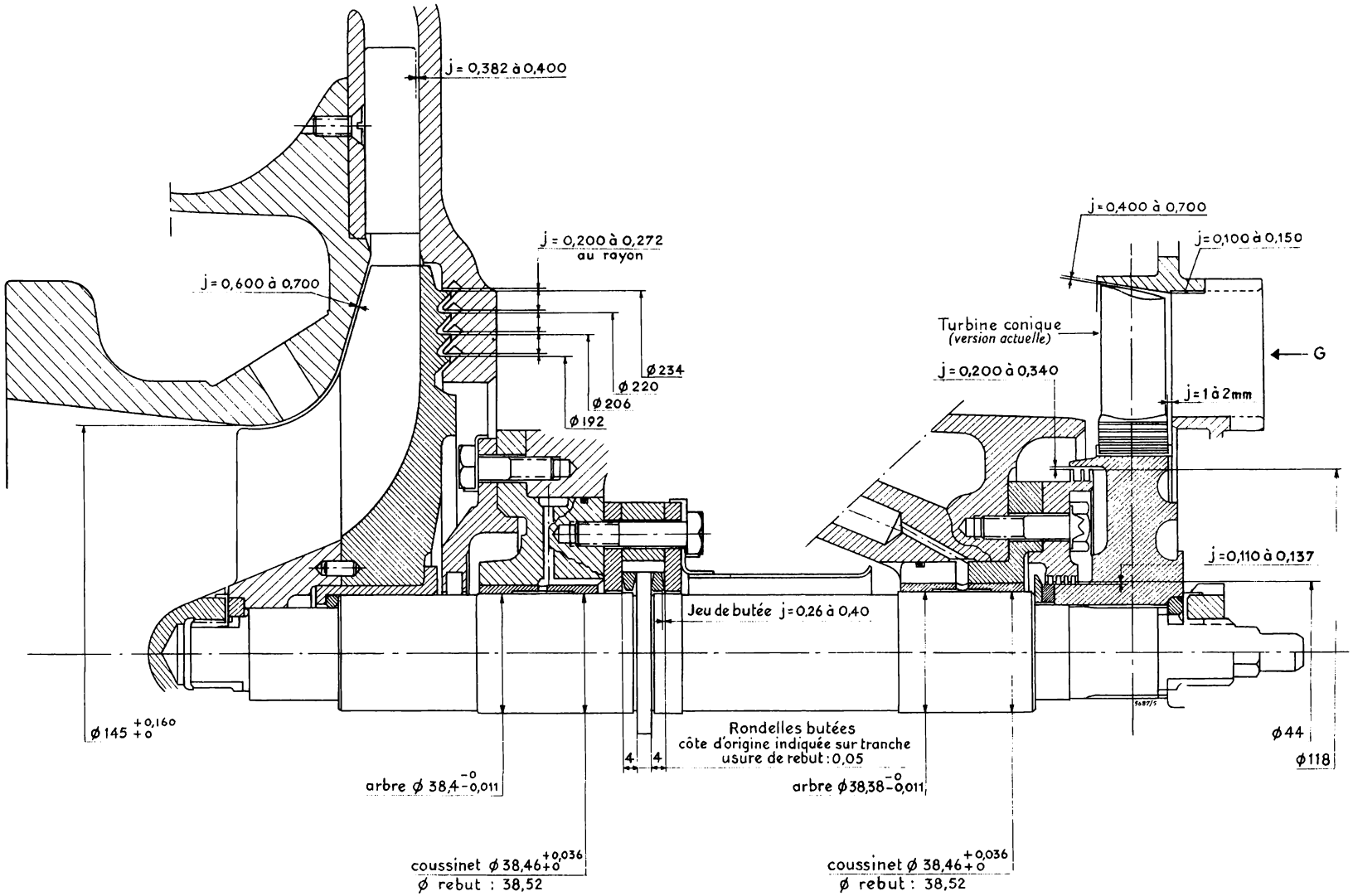


Fig. IV. 13. - Turbosoufflante H. S. 400. (document Hispano Suiza)

mieux les courbes de rendement volumétrique des parties turbine et soufflante en fonction du type de service auquel le moteur est destiné.

L'adaptation par voie théorique d'une turbosoufflante à un moteur Diesel impose un travail numérique fort long du fait qu'à chaque point de fonctionnement doit correspondre un état d'équilibre entre le moteur, la turbine et la soufflante ; il existe donc au total une relation entre les bilans énergétiques de ces trois organes.

Procédés mis en œuvre pour la récupération de l'énergie

Deux procédés généraux sont utilisés pour récupérer une partie de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement :

- Le procédé à ondes de pression (ou à bouffées d'échappement)
- Le procédé à pression constante.

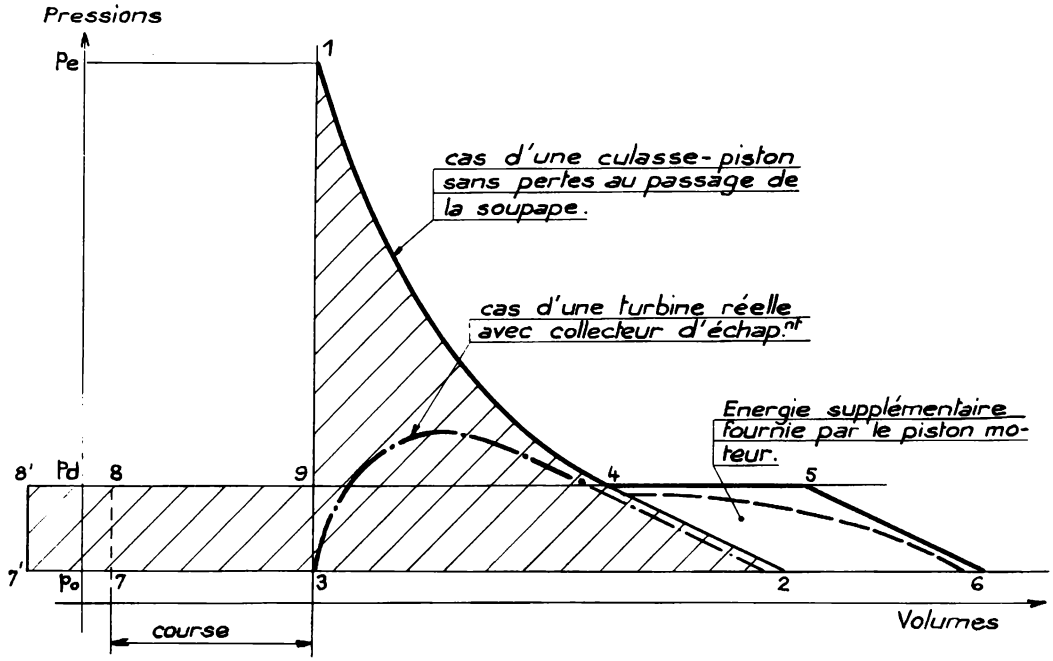
a) Procédé à ondes de pression (fig. IV.14 a)

Supposons que nous prolongions très au-delà du P.M.H. le cylindre d'un moteur Diesel et que nous en remplacions la culasse par un piston relié à une machine réceptrice. A l'instant initial, le piston moteur est au P.M.B. précédant le temps d'échappement ; soit p_e la pression des gaz alors contenus dans le cylindre.

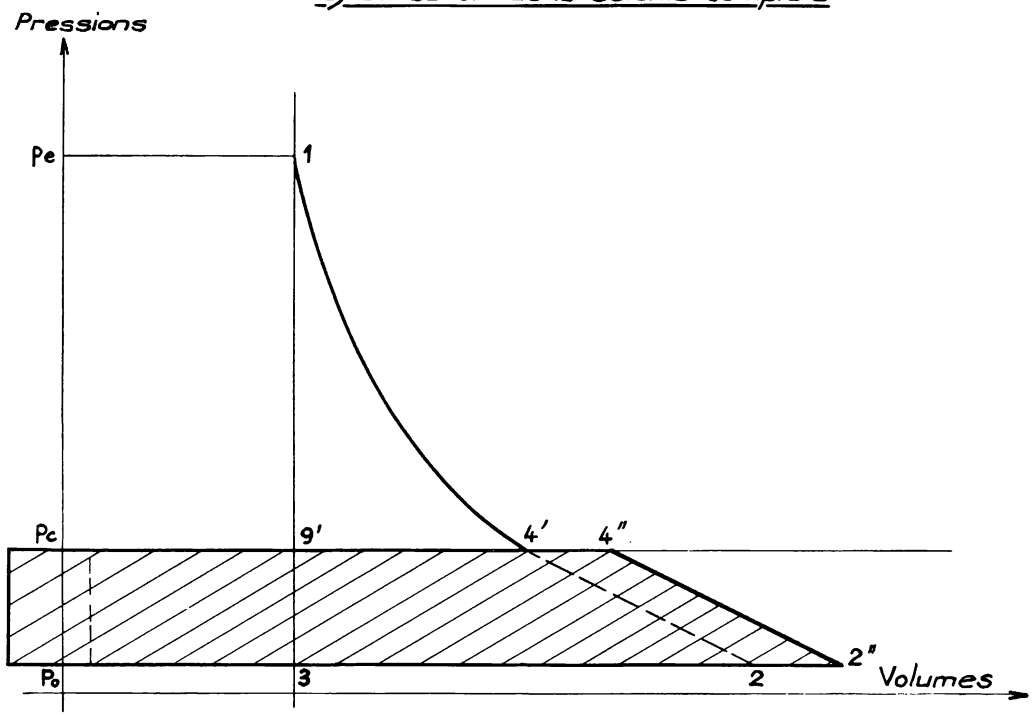
Supposons que, dans ces conditions, nous libérions le piston-culasse ; celui-ci reçoit la totalité de l'énergie correspondant à la détente complète des gaz depuis p_e jusqu'à p_0, pression atmosphérique. Le travail ainsi fourni est représenté par l'aire 1 2 3 1 du diagramme pression-volume.

Le même raisonnement est applicable à une turbine réceptrice idéale utilisant toute la détente. En réalité, outre qu'une telle turbine est irréalisable, l'amortissement et les frictions dues à la présence d'un collecteur de liaison entre le diesel et la turbine et le fait supplémentaire que l'ouverture complète de la soupape d'échappement n'est pas instantanée placent la turbine dans une situation telle qu'elle ne peut récupérer qu'une partie de l'énergie disponible.

Mais, en réalité, le piston-culasse ne peut effectuer la course correspondant à la détente complète de p_e à p_0 avant que le piston moteur n'ait amorcé son déplacement ; ce déplacement commence lorsque la détente est arrivée à une pression p_d supérieure à p_0 et, étant donné que, durant la course d'échappement, le piston moteur agit contre une pression non nulle, l'énergie ainsi dépensée (fournie par le moteur lui-même) est communiquée au piston-culasse (ou à la turbine).



a) Utilisation de la détente complète



b) Utilisation à pression constante

Fig.IV. 14 a et b.-Utilisation de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement.

Sur le diagramme p.v., le travail correspondant est représenté par l'aire 45 624 égale à l'aire 89 378.

Durant la course ascendante du piston Diesel, la soupape d'admission s'ouvre avant que ne se ferme la soupape d'échappement : l'air d'alimentation vient sous pression parfaire l'évacuation des gaz brûlés en en effectuant le balayage ; l'énergie de balayage est représentée en 7 7'8'8. L'énergie disponible est donc dans ce cas la somme :

- De l'énergie de détente depuis p_e jusqu'à p_0 = 1.2.3.1
- De l'énergie mécanique dégagée durant la course d'échappement = 3.7'.8'.9.3.

b) Procédé à pression constante (fig. IV. 14b)

Supposons maintenant que les gaz d'échappement, n'agissant plus en première étape sur une culasse mobile ou une turbine accolée au moteur, soient recueillis dans un vaste réservoir-tampon ; dans ces conditions, la pression régnant dans le réservoir sera pratiquement constante et cette pression p_c agit en permanence sur la turbine.

Une telle manière de faire conduit à perdre l'énergie correspondant à 14'9'1 ; mais une partie de cette énergie perdue se trouve récupérée par le fait que, la température de 4' s'élevant, l'entropie est augmentée et l'on gagne ainsi l'aire 4'4"2"24'. Cette récupération croît en importance avec le taux de suralimentation p_2/p_0 et plus rapidement que celui-ci.

Nous avons donc la possibilité d'employer deux procédés distincts pour utiliser l'énergie contenue dans les gaz d'échappement d'un moteur Diesel.

Chacun de ces procédés possède un domaine d'emploi préférentiel dépendant en particulier des valeurs respectives de p_d et p_c : en effet, toutes les fois où l'on peut faire en sorte que p_d soit inférieur à p_c la surface 37 893 est relativement faible et le procédé par ondes de pression conduit à une meilleure consommation.

En pratique, le procédé par ondes de pression est préféré :

- Lorsque le taux de suralimentation est modéré (la pression en fin de bouffée reste faible)
- Lorsque le moteur doit être utilisé à charges variables (pour la raison exprimée ci-dessus et parce que le fait que la puissance absorbée par la turbine décroît moins vite que dans l'autre procédé permet ainsi de mieux suralimenter sur une plus large plage de variations) (fig. IV. 15).

Si le rendement intrinsèque de la turbine est meilleur dans le procédé à pression constante, le procédé à ondes de pression fournit,

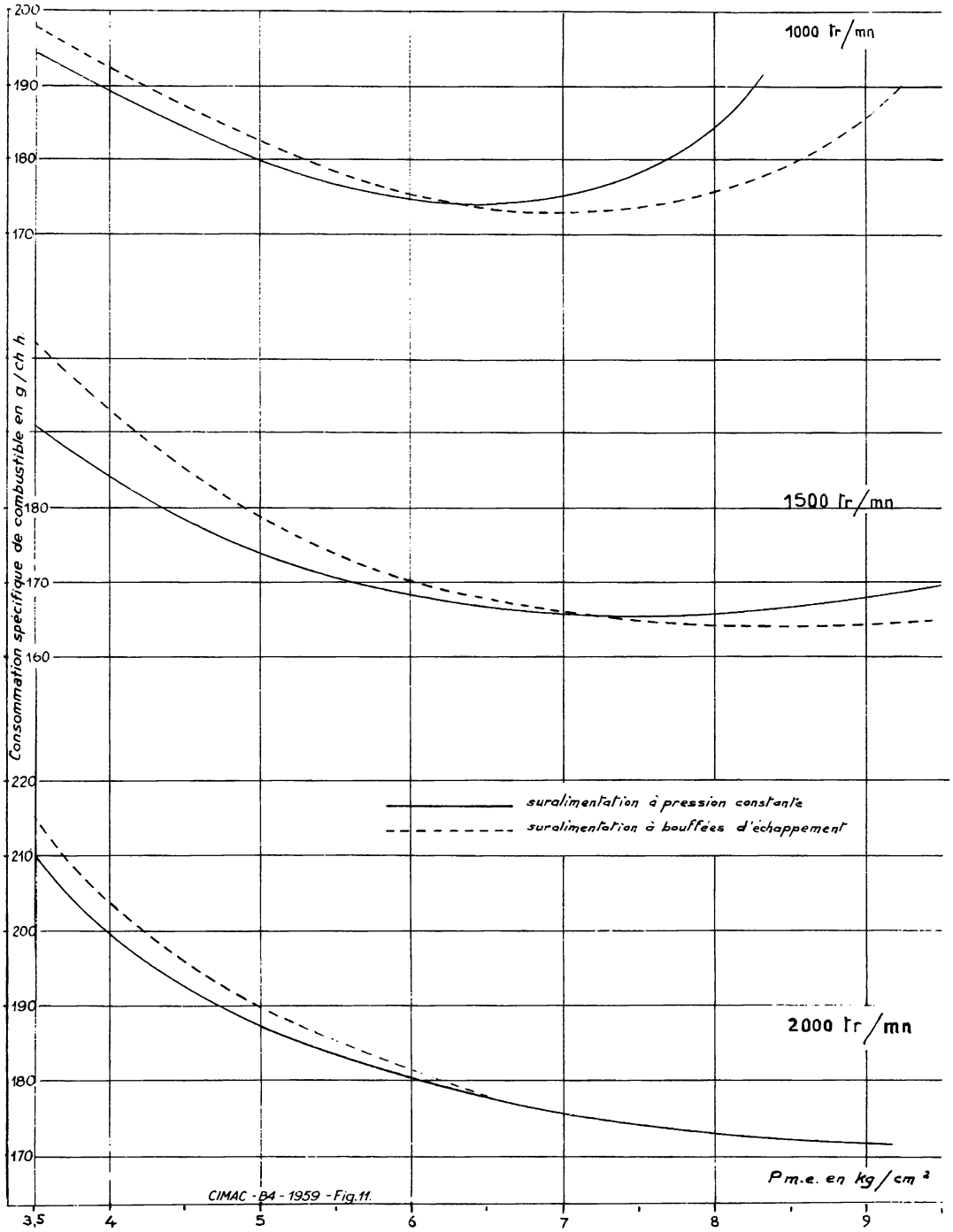
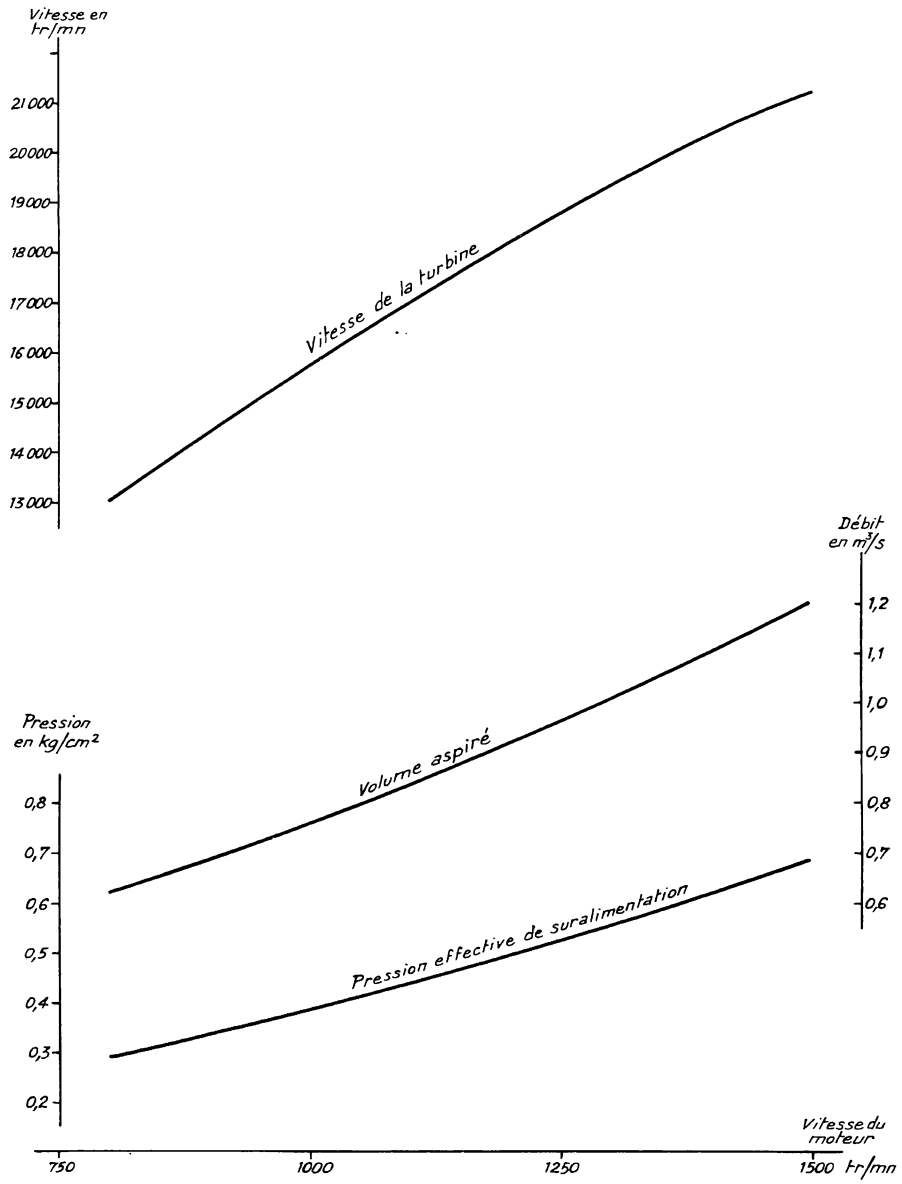


Fig. IV. 15. - Influence du type de suralimentation sur la consommation spécifique à différents régimes.



Moteur de 5,4 litres de cylindrée (12 cylindres en V - alésage 175 - Course 180/192)
Couple maintenu au voisinage de 430 m.kg.

Fig. IV. 16. - Variation des caractéristiques d'une turbosoufflante en fonction de la vitesse de rotation du moteur (à couple constant).

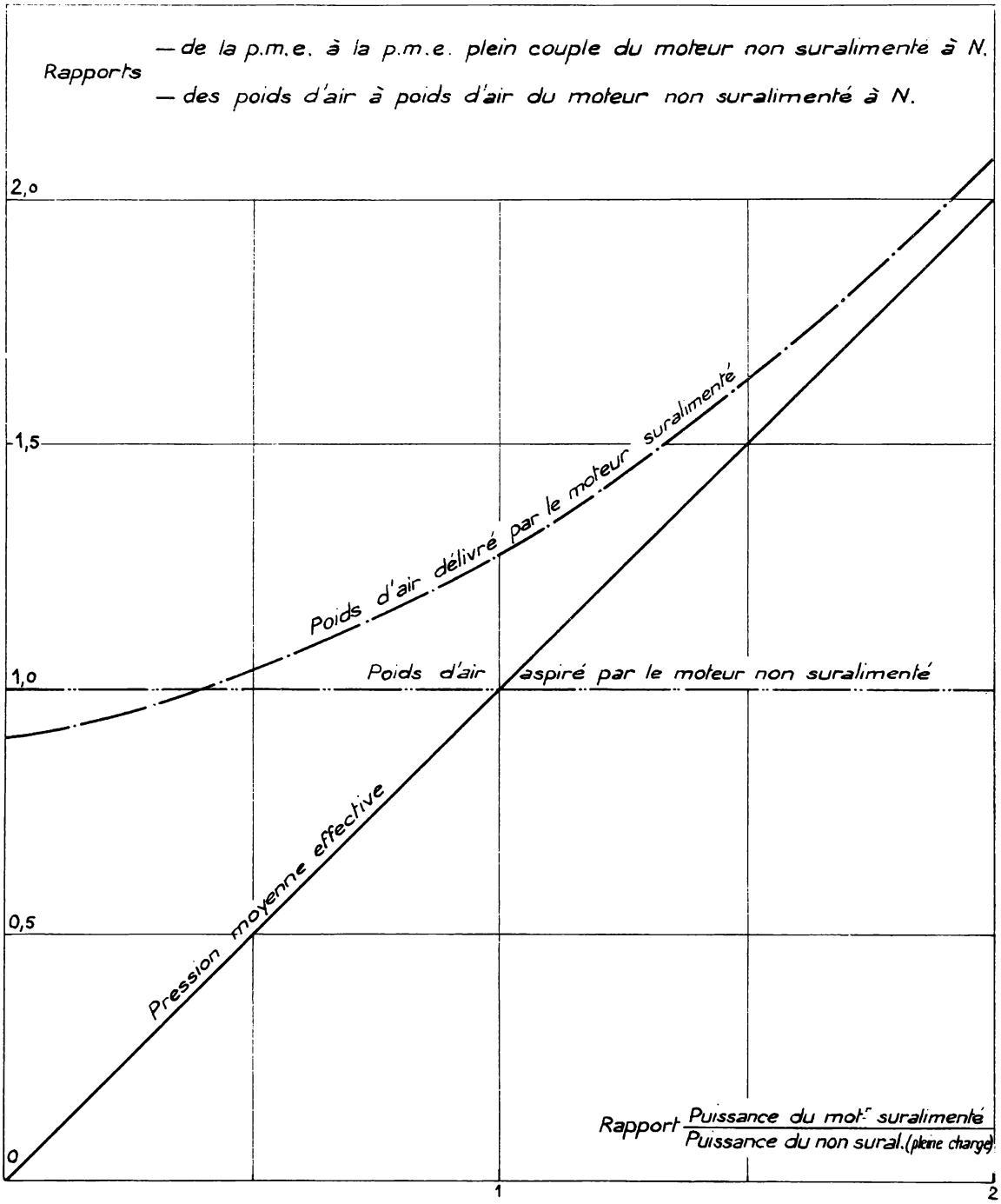


Fig. IV. 17 a. - Moteur à couple variable et vitesse constante.

par contre, sous réserve que la distribution soit bien étudiée, un supplément d'énergie pouvant atteindre jusqu'à 15 %.

Le seuil des domaines d'emploi varie évidemment en fonction du rapport entre le volume du collecteur d'échappement et la somme des cylindrées unitaires évacuant dans ce collecteur ; plus faible est ce rapport, plus vaste est le domaine d'emploi du procédé à ondes de pression ; c'est ainsi que des moteurs à 6 ou 12 cylindres (où 3 cylindres évacuent dans un même collecteur) pourront, toutes choses égales par ailleurs, utiliser ce procédé pour des taux de suralimentation plus élevés que les moteurs homologues à 4, 8 ou 16 cylindres (pour lesquels un même collecteur ne peut intéresser que deux cylindres).

La taille d'une turbo-soufflante ne dépend de la taille d'un moteur qu'en fonction de la puissance fournie par celui-ci ; elle est donc, rapportée à la taille du moteur, à peu près inversement proportionnelle au volume par cheval de celui-ci. La taille relative d'une turbosoufflante commence donc à devenir imposante pour les moteurs tournant à plus de 1 000 tr/mn, mais la liberté, bien que faible, que l'on a quant à l'installation permet de trouver, en général, une place où la turbosoufflante gêne peu.

Courbes de couple d'un moteur suralimenté

La caractéristique dominante d'un moteur suralimenté est le poids d'air mis par la turbosoufflante à la disposition du moteur (fig. IV. 16), bien que, du strict point de vue de la turbosoufflante, ce poids d'air ne soit qu'un critère indirect.

L'allure de la variation du poids d'air en fonction de la puissance développée diffère suivant que cette variation de puissance est obtenue par la variation du couple ou par la variation de la vitesse.

Considérons un moteur fonctionnant à vitesse de rotation constante et à couple variable ; l'allure de la courbe du poids d'air débité par la turbo-soufflante illustre l'aptitude qu'offre un moteur suralimenté au fonctionnement à charges variables (fig. IV.17 a).

Considérons au contraire un moteur utilisé à couple constant et à vitesse variable. On note que le poids d'air comburant décroît plus vite que la vitesse de rotation ; dans l'exemple choisi, la situation devient mauvaise dès que la vitesse tombe au-dessous de 0,75 fois la vitesse nominale et il devient nécessaire au-dessous de cette vitesse de réduire le couple ; on voit même que, au-dessous de 0,5 fois la vitesse nominale, le moteur n'est plus apte à délivrer la puissance qu'il fournissait en version non suralimenté

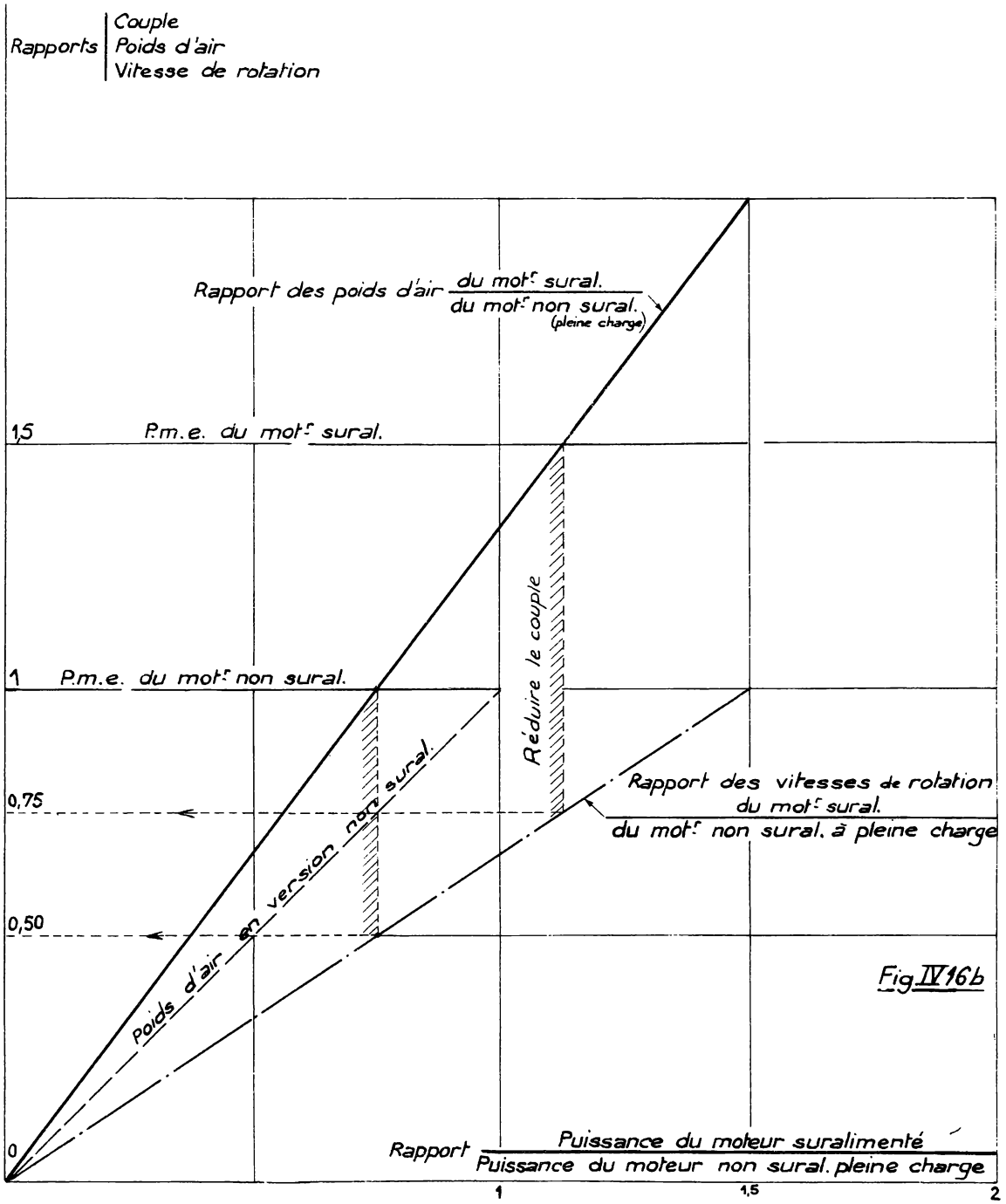


Fig. IV. 17 b. - Moteur à vitesse variable et couple constant (augmentation de puissance due à la suralimentation à 50 %).

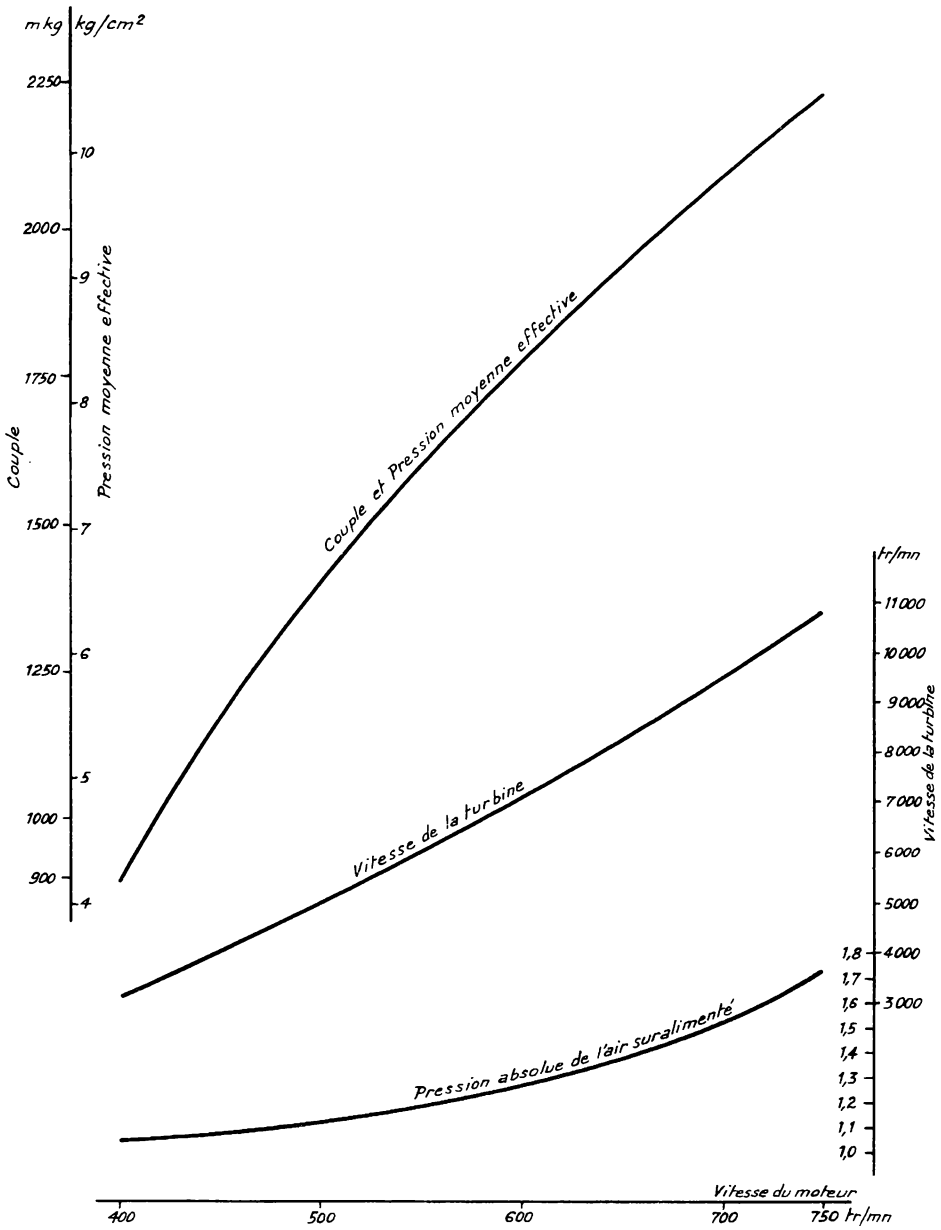
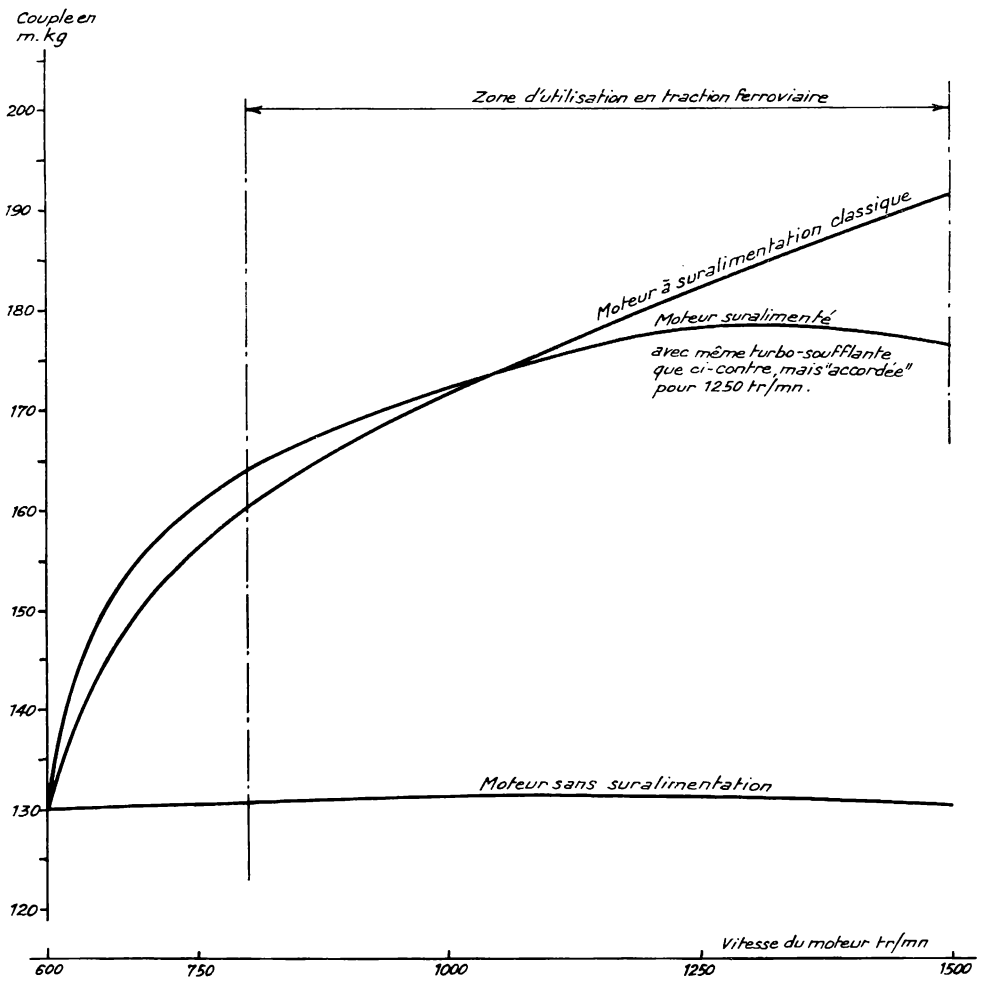


Fig. IV. 18. - Moteur à courbe de couple tombante.



Moteur 8 cylindres en V de 150 x 180 _ 1500 tours/minute _ (Version 1954)
Les couples indiqués sont les couples correspondant aux puissances à limite de fumée diminuées de 10%.

Fig. IV. 19. - Courbes de couple.

(fig. IV. 17b), puisque le rapport des poids d'air devient inférieur à 1. La forme du couple est donc particulièrement tombante, ce qui peut devenir très gênant pour des moteurs de traction, d'engins de levage ou de travaux publics (fig. IV. 18). Pour éviter cet écueil, on est souvent conduit à surdimensionner la turbosoufflante, l'excès d'air présent au régime nominal étant, fort opportunément, utilisé pour le balayage et le refroidissement de la chambre de combustion.

Mais, outre que l'on ne peut évidemment aller très loin dans cette voie, on se heurte, par ailleurs, et ce très rapidement, à un second écueil ; en effet, l'augmentation de l'inertie du rotor de la turbosoufflante conduit, aux variations de charge, à une augmentation du temps de réponse (proportionnel au diamètre du rotor), surtout si, par louable mesure de sécurité, la quantité de combustible délivrée par la pompe d'injection est, par surcroît, asservie à la pression de suralimentation. Il faut donc avoir recours à des turbines à rotor de faible inertie, donc tournant très vite, associées à des collecteurs d'échappement courts et de diamètre aussi réduit que le permet le souci des faibles pertes de charge : on est donc conduit très souvent à équiper le moteur avec plusieurs turbosoufflantes.

Par ailleurs, on peut limiter cet inconvénient en adoptant une turbosoufflante dont le rendement maxi se situe à un régime inférieur à la vitesse nominale du moteur mais, dans ces conditions, la puissance au régime nominal est inférieure à celle que l'on aurait pu atteindre (fig. IV. 19).

On peut également agir sur le temps durant lequel les soupapes d'échappement et d'admission restent simultanément ouvertes, temps dit "de balayage", la pression d'admission étant alors supérieure à la pression d'échappement (fig. IV. 20). Ce balayage procure un certain nombre d'avantages :

a) Il diminue la température des parois de la chambre de combustion et, en particulier, de la tête du piston ;

b) Du fait qu'il refoule les gaz d'échappement, il augmente, pour une pression d'alimentation déterminée, le poids d'air contenu dans le cylindre ;

c) Du fait qu'il abaisse la température des gaz d'échappement, il permet d'éviter, le cas échéant, la surcharge thermique des ailettes de turbine et d'obtenir pour une vitesse et une puissance données des pressions de compression, donc de combustion, moins élevées. En effet, ce qui limite la quantité de combustible injectée à une vitesse donnée est assez souvent les températures d'échappement admissibles pour la bonne tenue des ailettes.

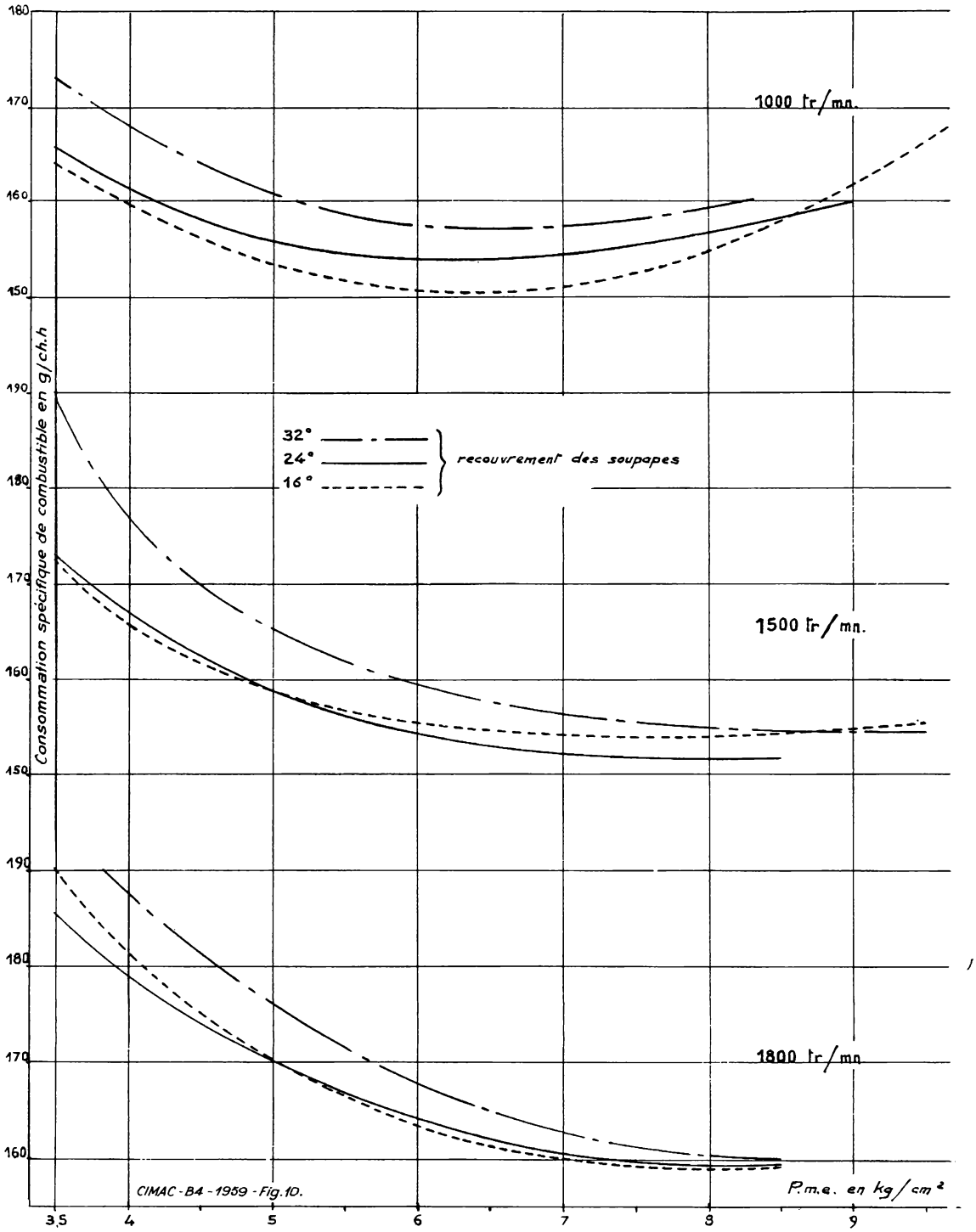


Fig. IV.20. - Variation de la consommation de combustible en fonction du recouvrement des soupapes.

Or, les températures moyennes d'échappement dépendent au premier chef de l'excès d'air total par rapport à la quantité stœchiométrique et l'air de balayage est autant d'air non soumis à la compression. Pratiquement le débit de balayage peut représenter 30 % du volume total d'air introduit dans le moteur. Mais la nécessité d'un bon balayage impose que la pression de suralimentation soit nettement supérieure à la pression d'échappement et la puissance disponible sera d'autant plus faible que la pression de suralimentation sera moins élevée. Or, la puissance absorbée par la soufflante augmente en proportion de la quantité d'air de balayage tandis que l'accroissement de puissance fournie par la turbine diminue en raison de l'abaissement de température du mélange gazeux.

Au total, une turbosoufflante donnée peut introduire dans la chambre de combustion d'un moteur à faible temps de balayage une quantité d'air comburant nettement plus importante que dans un moteur de même type à large temps de balayage.

Tout ceci permet de réduire la taille et l'inertie d'une turbosoufflante concurremment à la diminution du temps de balayage tout en conservant la même puissance développée et souvent en diminuant substantiellement la consommation spécifique.

Mais la présence du balayage motive que le poids d'air admis et la température des gaz d'échappement ne puissent être considérés que comme critères indirects.

En effet, la variation des taux d'échange calorifique en fonction de la température et de la vitesse des gaz entraîne une différence foncière entre les natures de la transmission de chaleur durant la combustion, durant la détente et durant le balayage ; il s'ensuit qu'il ne peut exister de relation simple entre la température du piston, le poids d'air et la température des gaz d'échappement. Le succès de la suralimentation dépend donc en définitive, dans le cas du moteur Diesel, des valeurs des températures atteintes par les points critiques du piston et, à un degré moindre en général, des pressions maximales.

Ces deux paramètres doivent toujours être mesurés avec précision.

Notons, tout de suite, que la pression maximale de combustion d'un moteur suralimenté croît avec la vitesse de rotation de celui-ci, à l'inverse de ce qui se passe pour le même moteur non suralimenté.

Il s'ensuit que le bruit émis par un moteur suralimenté augmente considérablement avec la vitesse de rotation.

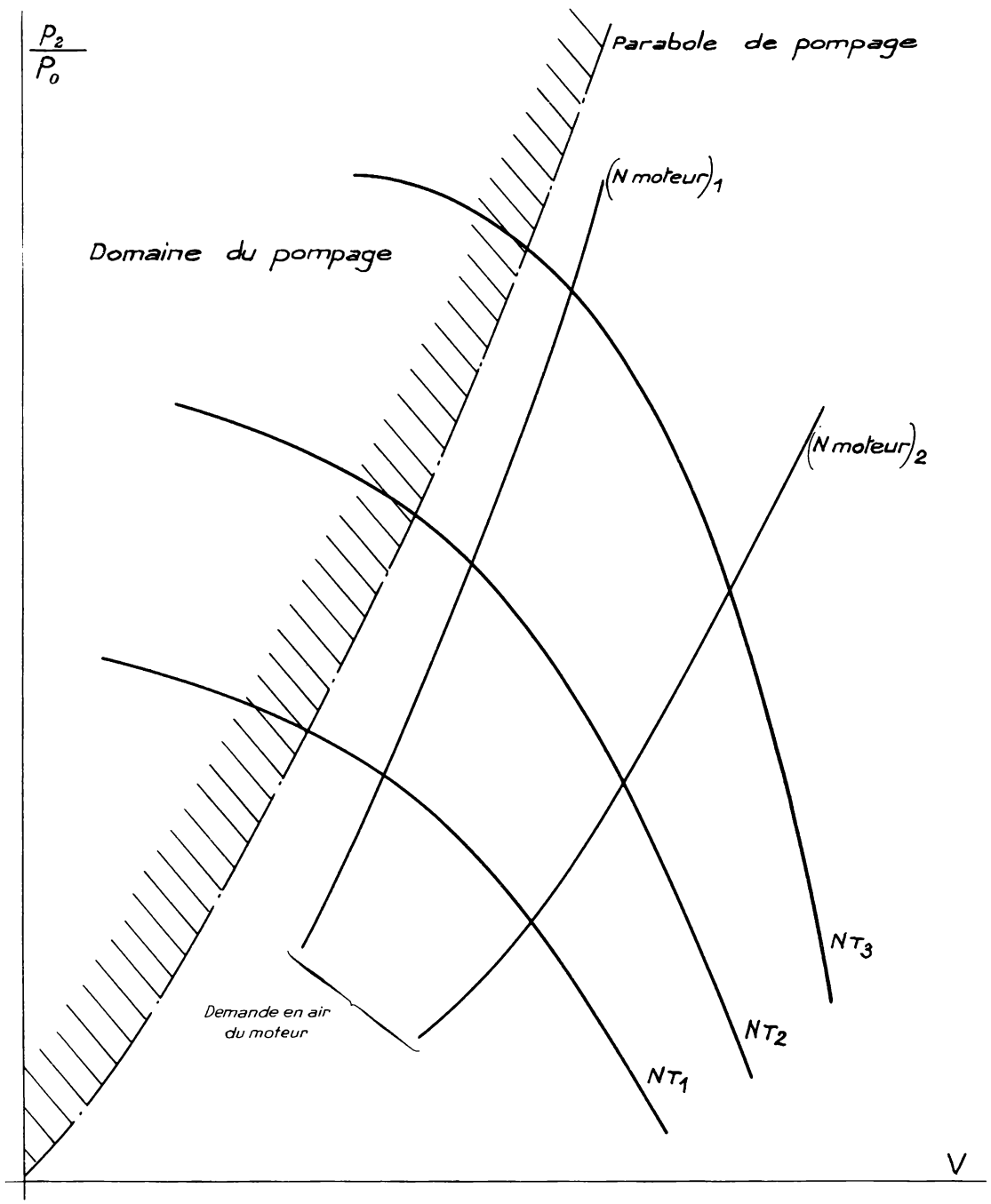


Fig. IV.21. - Courbes caractéristiques d'une turbosoufflante.

Au point de vue des efforts mécaniques dans l'embiellage, les conséquences de cette augmentation sont moins graves pour les moteurs rapides que pour les moteurs lents, du fait de l'importance relative des forces d'inertie alternatives.

Pour limiter ces pressions maximales on peut soit augmenter le recouvrement des soupapes, soit modifier l'avance à l'injection, soit réduire le rapport de compression volumétrique.

CARACTERISTIQUES D'UNE TURBOSOUFFLANTE

La détermination des caractéristiques optimales d'une turbosoufflante consiste à choisir une turbine et une soufflante qui soient adaptées l'une à l'autre dans une large gamme de volumes gazeux et de pressions.

Suivant les applications, l'adaptation est commandée :

- Soit par la turbine (si, par exemple, celle-ci doit faire face à un grand débit de gaz durant une partie du cycle - cas de la suralimentation à ondes de pression) ;
- Soit par la soufflante (lorsque travaillant à régime constant la turbine peut sans difficultés traiter le volume total des gaz - cas de la suralimentation à pression constante).

Les facteurs fondamentaux d'une turbosoufflante sont :

- Le volume d'air aspiré par la soufflante
- Le rapport de compression développé par la soufflante, pour :
  Une température donnée } de l'air ambiant
  Une pression donnée }
  Une puissance donnée fournie par le moteur.

Les courbes caractéristiques d'une turbosoufflante donnent donc en fonction du volume V délivré par la soufflante la pression p_2 fournie par ladite soufflante à partir d'une pression p_1, laquelle est assez souvent différente de la pression ambiante p_0, du fait de dépressions à l'aspiration. Pour chaque vitesse N_T de rotation de la turbine - vitesse elle-même fonction de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement - on peut tracer une courbe caractéristique $\frac{p_2}{p_1} = f(V)$ (fig. IV. 21).

A un point de fonctionnement donné du moteur - donc pour une p.m.e. et une vitesse de rotation données - correspond un point de

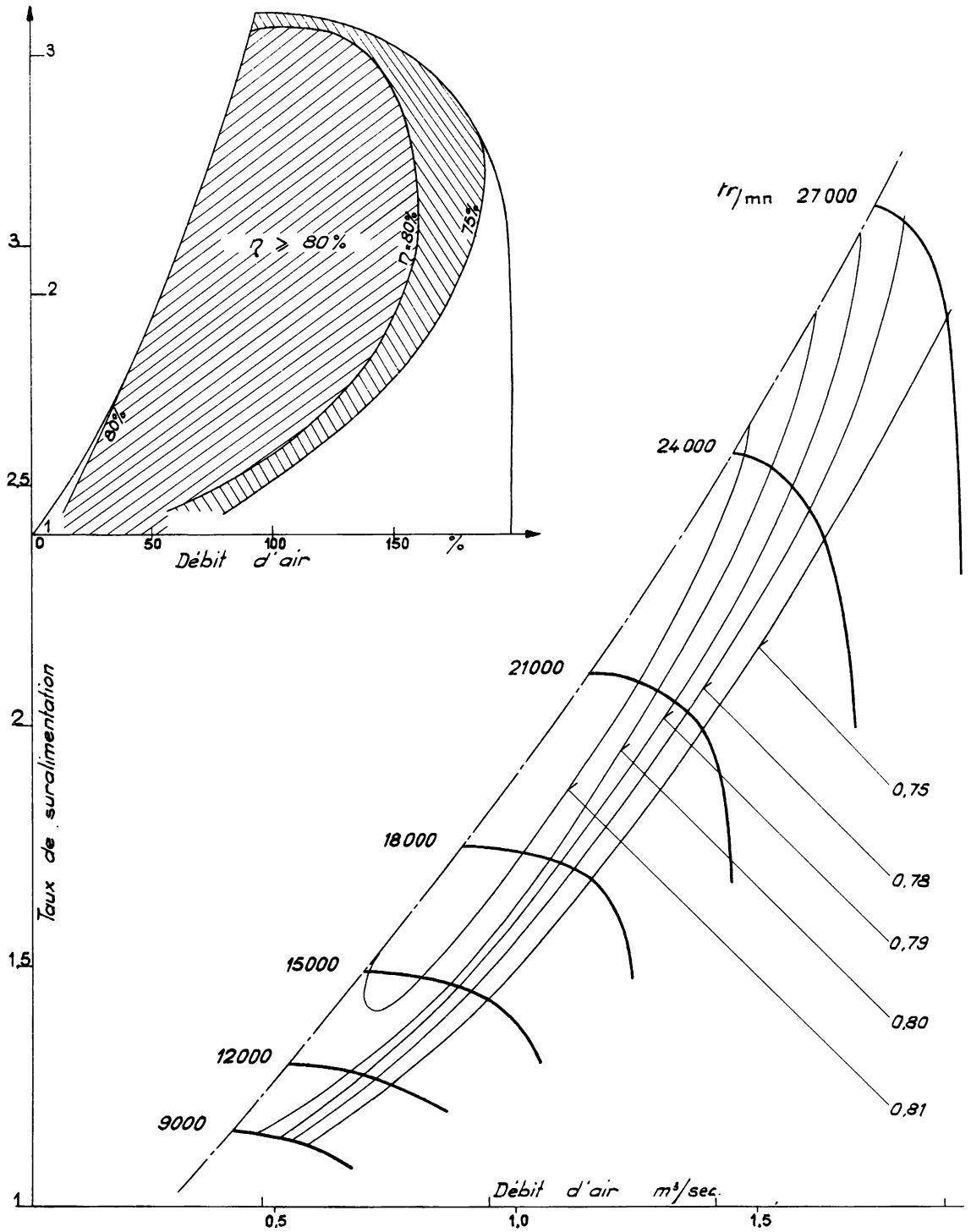


Fig. IV. 22. - Performances d'une turbosoufflante.
(Herger et Jenny - CIMAC - 1957)

la caractéristique. Pour chaque vitesse de rotation du moteur, ces points de fonctionnement s'alignent sur une courbe d'allure parabolique.

Il importe que, lors de la mise au point de la suralimentation du moteur, aucun des points de fonctionnement ne sorte d'une zone limitée vers la gauche par une parabole ; en effet, si l'on fait diminuer progressivement le débit d'air circulant à travers un compresseur non volumétrique entraîné à une vitesse de rotation constante, il arrive un moment où la pression fournie par le compresseur connaît des oscillations d'autant plus violentes, nocives et sonores que la vitesse de rotation est plus élevée : on constate alors qu'une partie de la veine d'air décolle des aubages puis reflue. Le débit critique - au-dessous duquel le fonctionnement est instable - dépend du type de compresseur ; de l'ordre de 0,75 à 0,85 du débit maximal à la vitesse considérée pour les compresseurs à flux axial, ce débit critique n'est que de 0,5 à 0,6 dans le cas des compresseurs centrifuges : aucun calcul ne permet actuellement de déterminer cette limite de pompage.

Par surcroît, le débit critique dépend, en second lieu, de la façon dont l'air se comporte à l'aval du compresseur ; en particulier, si l'écoulement de l'air y est également peu stable (décollements par suite d'un mauvais dessin du collecteur d'air, conjugaison des oscillations de pression provoquées par les ouvertures et fermetures des soupapes d'admission ...), la parabole limite de pompage se déforme et la limite d'utilisation de la turbosoufflante se resserre vers les grands débits. La limite de pompage est donc en réalité, pour le constructeur de la turbosoufflante, une zone de pompage qui l'oblige à prendre une marge de sécurité, précaution d'autant plus amère que les meilleurs rendements se situent au voisinage de cette limite.

Les rendements élevés de la turbosoufflante étant désirables surtout à faible débit de gaz - donc à faible couple C_M et à faible vitesse de rotation N_M - les risques de pompage sont accrus aux faibles charges et les pompages sont fréquents lors des coupures de charge, la vitesse N_T tombant beaucoup moins vite que N_M.

Les variations accidentelles qui, en utilisation, peuvent conduire au pompage sont de deux natures :

a) Celles qui, à p.m.e. et vitesse N_M données, augmentent la vitesse de rotation N_T de la turbosoufflante ;

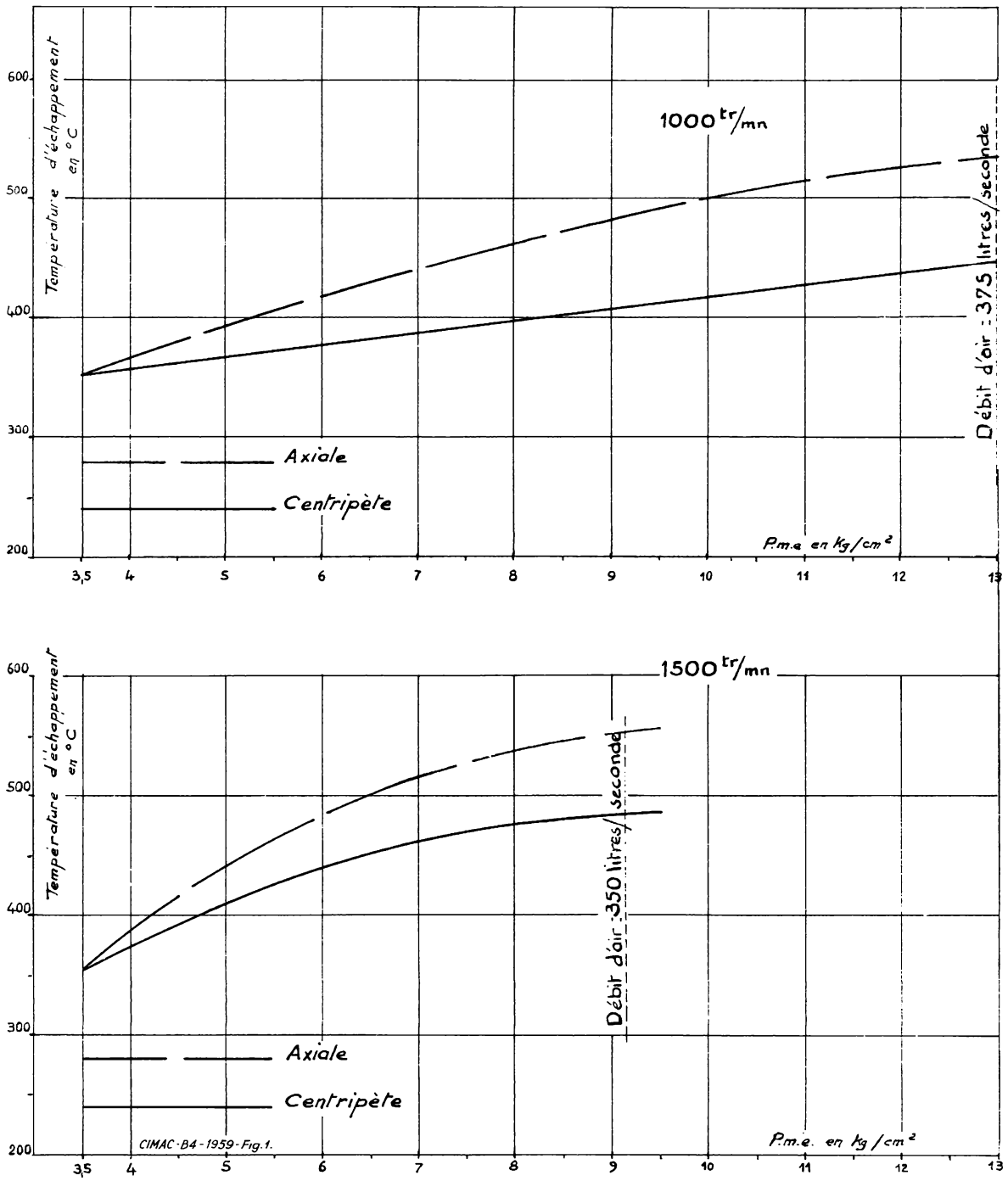


Fig. IV. 23. - Effet, sur les gaz d'échappement, du remplacement d'une turbine axiale par une turbine centripète.

b) Celles qui, à vitesse de rotation N_T donnée, diminuent le débit d'air traversant la soufflante.

Le cas a) peut se produire, entre autres cas, si :

- La soupape d'échappement s'ouvre prématurément (mauvais réglage de la distribution);
- La température des gaz d'échappement est trop élevée (déréglage de la pompe d'injection ou de l'injecteur).

Le cas b) peut se produire, entre autres cas, si :

- Le canal d'alimentation en air entre soufflante et chambre de combustion présente une perte de charge exagérée (encrassement);
- Le temps de balayage est diminué (mauvais calage de la distribution);
- Le moteur travaille en altitude.

Pratiquement, étant donné que, pour une dimension donnée de turbosoufflante, on dispose de plusieurs types de roues de soufflante et de plusieurs types de diffuseurs, il est possible d'adapter les caractéristiques pression - volume au mieux d'assez larges limites (fig. IV. 22).

Dans le cas d'une turbosoufflante alimentée à pression constante, la turbine doit être établie pour fonctionner à son régime optimal ; il faut pour cela choisir correctement le rapport des diamètres extérieurs de turbine et de soufflante et fixer la vitesse périphérique de la turbine conduisant au meilleur rendement.

Dans le cas d'une turbosoufflante alimentée à ondes de pression, on se trouve la plupart du temps à un point de fonctionnement plus ou moins éloigné d'un point optimal et le problème consiste à trouver la vitesse périphérique de turbine permettant d'obtenir la puissance maximale. Si cette vitesse est choisie trop élevée, la turbine utilisera au mieux l'énergie de la bouffée mais très mal l'énergie du temps de balayage.

On détermine empiriquement au banc, pour différentes charges choisies en fonction du type de service à assurer, les limites à l'intérieur desquelles le rapport $\frac{\text{diamètre turbine}}{\text{diamètre soufflante}}$ doit se maintenir.

Il ne faut pas perdre de vue, cependant, l'intérêt qu'il y a, dans le cas de turbine axiale, à rester nettement au-dessous de vitesses

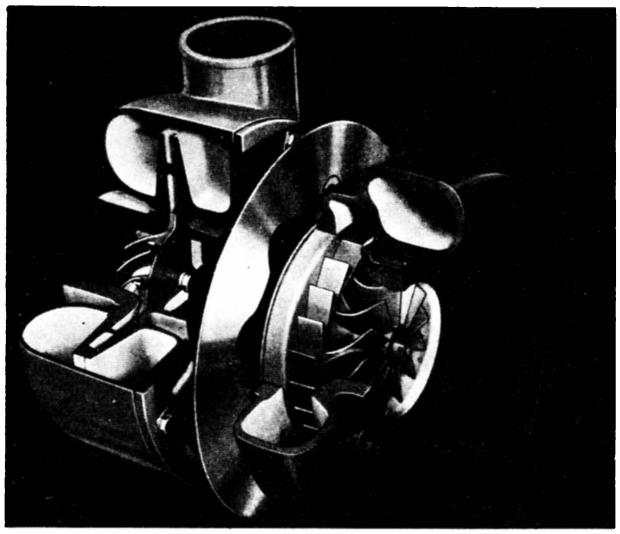
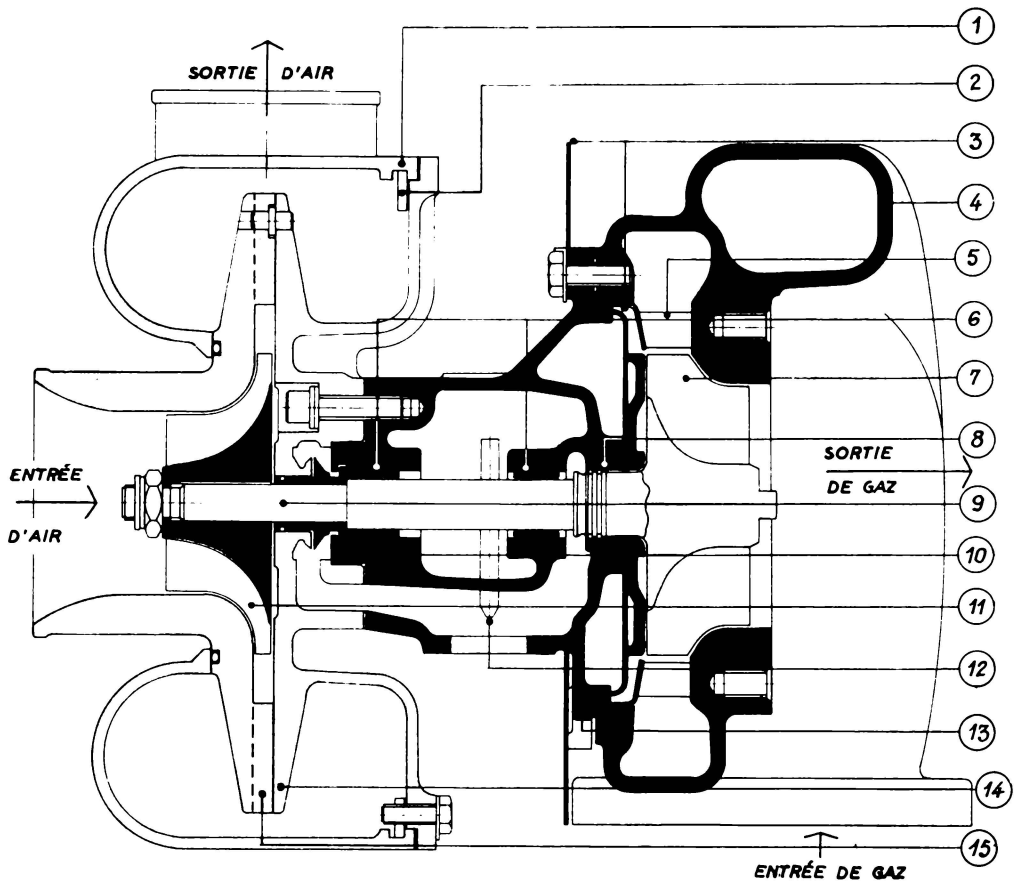


Fig. IV. 24. - Turbosoufflante à turbine centripète.
Vue coupée et coupe schématique.

1 Collecteur d'air suralimenté
2 Anneau de maintien du collecteur
3 Ecrans thermiques
4 Collecteur d'entrée des gaz
5 Anneau de tuyères
6 Coussinets lisses flottants
7 Roue de turbine
8 Segments d'étanchéité
9 Arbre
10 Coussinet butée
11 Roue de compresseur
12 Tuyauterie retour d'huile au moteur
13 Carter de l'arbre
14 Carter du compresseur
15 Diffuseur du compresseur

(documents HOLSET)



de rotation de nature à engendrer des vibrations d'ailettes de turbine, vibrations d'autant plus dangereuses que les ailettes sont plus fines ; il semble que le rapport $\frac{\text{longueur de l'ailette}}{\text{largeur du pied}}$ doive rester inférieur à 2,5.

Par ailleurs, il importe également de caractériser une turbo-soufflante par les critères déterminant le point à partir duquel la pression fournie par la soufflante dépasse la pression moyenne des gaz à l'entrée de la turbine ; en effet, ce n'est qu'au-delà de ce point qu'il existe une différence de pression qui permette un bon balayage ; il est évidemment capital que, dans le cas de moteurs utilisés à régime variable, ce point de fonctionnement soit, en période d'accélération, atteint au bout d'un laps de temps aussi réduit que possible et pour des accélérations aussi peu vives que possible.

Durant longtemps, les turbines utilisées étaient du type à flux axial ; la suralimentation ne s'appliquait, alors, qu'à des moteurs qui, non suralimentés, développaient déjà au moins 400 ch ; le poids, le prix et la dimension de ces turbines les rendaient, en effet, impropres aux petits moteurs, et ce d'autant plus que leur rendement n'était acceptable que pour des hauteurs d'ailettes relativement importantes (au moins 20 mm).

La mise au point de la coulée d'alliages à base de cobalt et de nickel a permis, ces dernières années, la fabrication industrielle de turbines à flux radial centripète qui présentent des avantages de performances et de prix dans la gamme des turbines de diamètre extérieur compris entre 125 et 300 mm. La figure IV. 23 fait ressortir que la température des gaz d'échappement d'un moteur équipé avec une turbine centripète peut, dans ces dimensions, être, à p.m.e. égales, nettement inférieure à celle du même moteur équipé avec une turbine axiale. Or, rappelons que le rendement global d'une turbo-soufflante affecte d'une façon sensible la température des gaz d'échappement, puisque plus faible est le rendement, plus élevé doit être le rapport $\frac{\text{Poids de combustible}}{\text{Poids d'air}}$. Par surcroît, les pales de ces turbines radiales présentent l'avantage très appréciable d'être moins vulnérables que les ailettes des turbines axiales en cas d'avarie de soupapes ou de segments. Au total, les turbines radiales ouvrent un champ d'application nouveau à la suralimentation de moteurs qui développaient de 70 à 400 ch. Mais, du fait de leur très grande vitesse de rotation (jusqu'à 60 000 tr/mn), on peut craindre que le comportement des roulements supportant leur rotor ne soit pas aussi satisfaisant que celui des turbines axiales (fig. IV. 24).

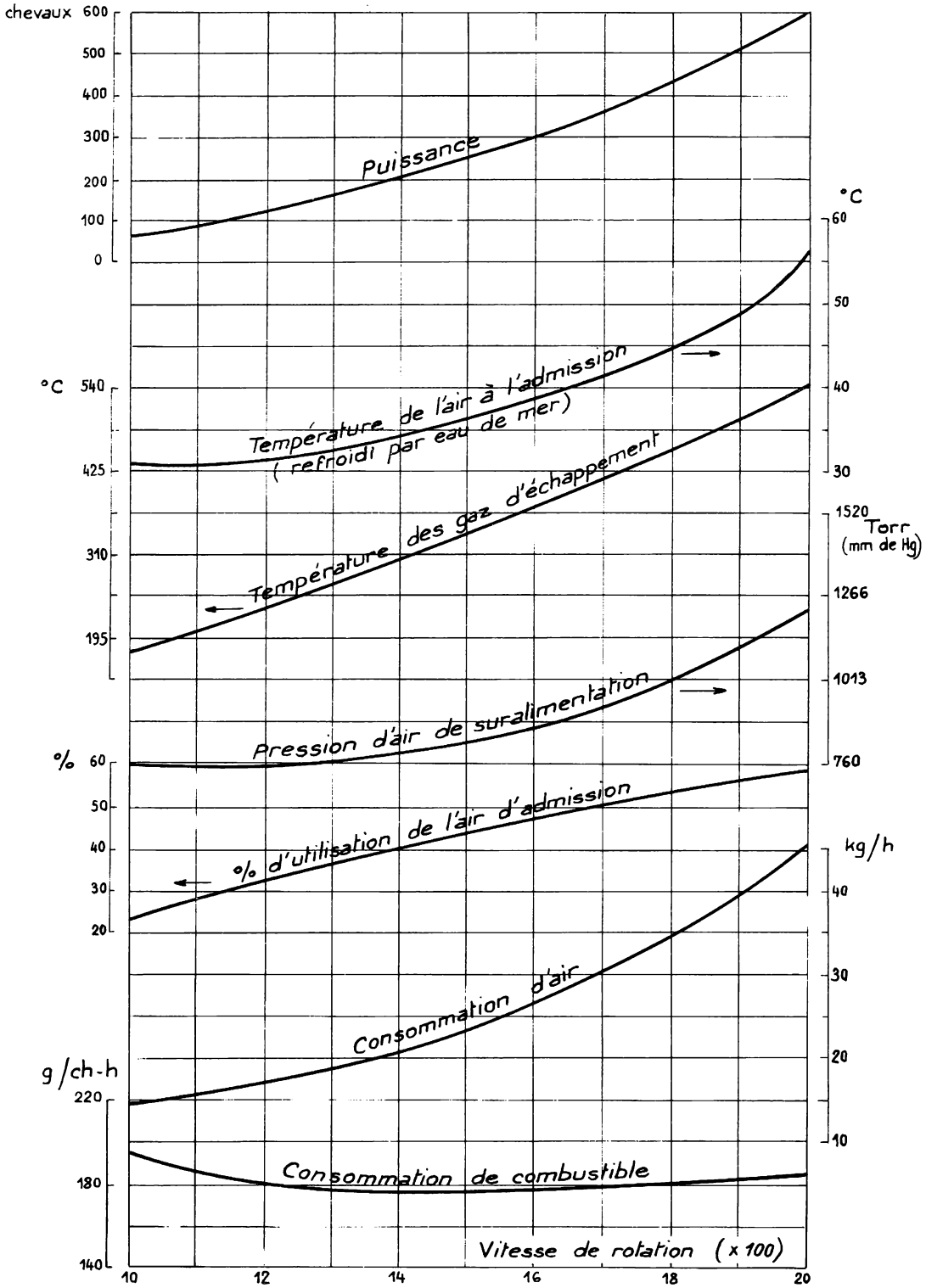


Fig. IV. 25. - Moteur suralimenté 12 cyl. 136,5 x 158. Vitesse nominale 2 000 tr/mn. Puissance nominale 600 ch.
Courbes caractéristiques du moteur accouplé à une hélice.

La turbine centripète pouvant se placer dos à dos avec la soufflante centrifuge, l'ensemble se présente sous une forme compacte ; pour éviter que la chaleur des gaz ne se communique trop aisément à l'air, on sépare les enveloppes spirales de la turbine et du compresseur par un canal annulaire dans lequel circule de l'air prélevé à la sortie de la soufflante.

Le rotor étant de faible inertie, les temps de réponse sont courts, ce qui est très favorable à la suralimentation de moteurs à régimes variables. Malheureusement le fait que le plateau et les aubes sont coulés en une seule pièce sensibilise la turbine centripète aux effets des brusques changements de température et en limite les capacités d'utilisation au fur et à mesure que croissent leurs dimensions ; les turbines axiales sont sous ce rapport beaucoup mieux placées car les ailettes, choisies en métaux réfractaires, peuvent être thermiquement isolées du corps.

Si la disposition centripète se prête mal à la construction de turbines à plusieurs étages, les aubes centripètes par contre possèdent les avantages de :

- Travailler à la traction alors que les ailettes de turbine travaillent à la flexion
- Etre peu sujettes aux vibrations.

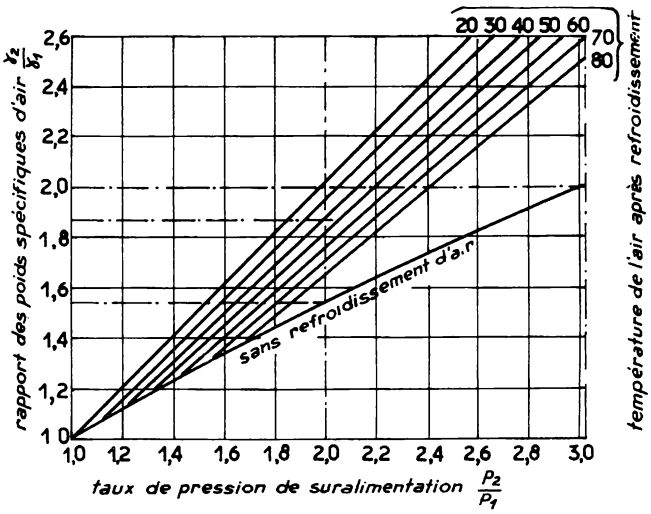
DIVERS TYPES DE SURALIMENTATIONS

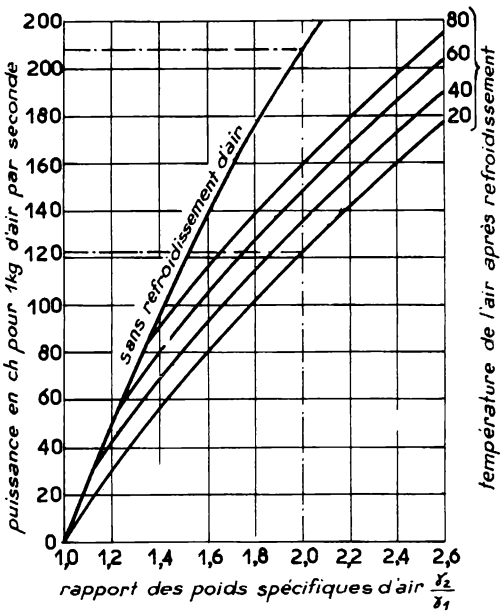
On a coutume de distinguer deux types de suralimentations :

a) La suralimentation à basse pression permettant avec un rapport de $\frac{p_2}{p_0}$ de 1,5 d'obtenir une substantielle augmentation de puissance sans autres modifications que l'adjonction d'une turbosoufflante, le changement d'arbre à cames et, éventuellement, de la pompe d'injection et des injecteurs, les sollicitations thermiques (du fait du balayage) et mécaniques (du fait de la faible augmentation de P_c) restant acceptables. L'emploi d'huile dopée constitue un précieux adjuvant si le moteur a été conçu pour fonctionner correctement avec des huiles minérales pures en version "non suralimenté" (fig. IV. 25).

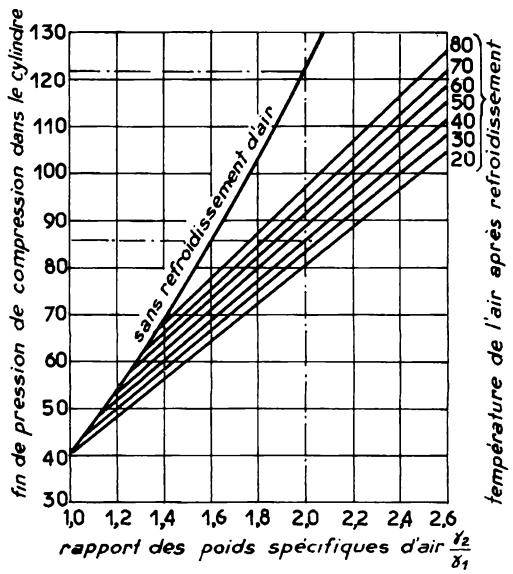
b) La suralimentation à haute pression procurant une augmentation de puissance de l'ordre de 100 % au prix de p.m.e. évidemment très élevées qui ne peuvent être développées que si le moteur est spécialement conçu à cet effet (pistons refroidis).

a) Action du refroidissement sur le poids de l'air pour une ambiance de 20 °C.



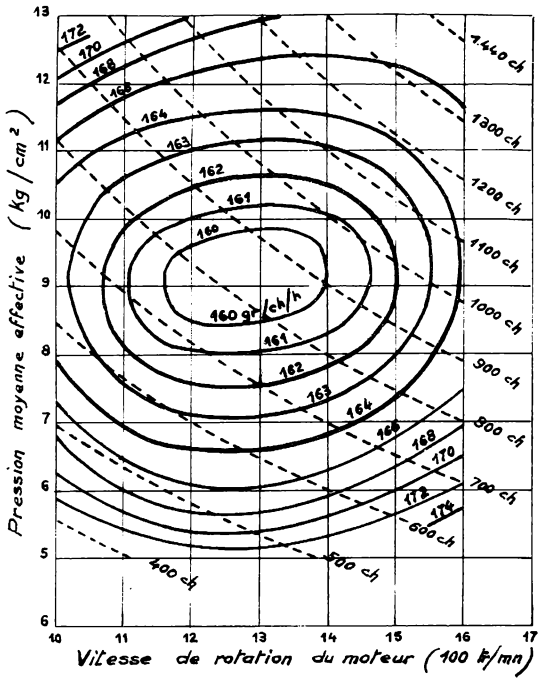


b) Action du refroidissement sur la puissance absorbée par la soufflante en fonction des poids spécifiques d'air.

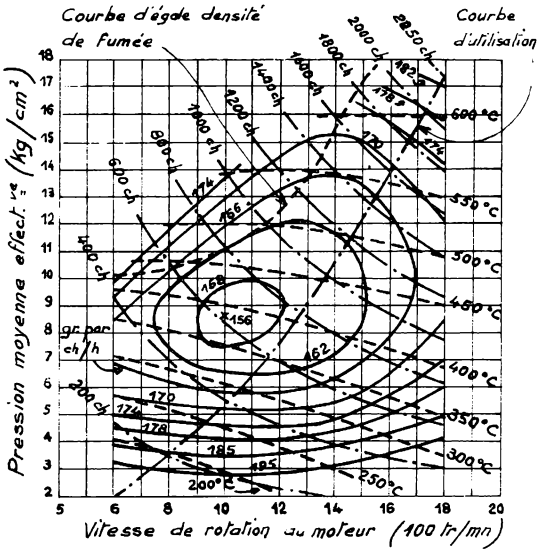


c) Action du refroidissement sur la pression de compression pour différentes températures d'air après refroidissement.

Fig. IV. 26. - Moteur 4 temps suralimenté 12 cyl. (185 x 200 à 1 500 tr/mn).



a) Courbes d'iso-consommation d'un moteur suralimenté avec air non refroidi.



b) Courbes d'iso-consommation d'un moteur suralimenté avec air refroidi.

C) Puissance obtenue, en fonction de la température de l'air après refroidissement, avec des températures d'échappement et des coefficients de fumées constants.

——————— coefficient de fumées
– – – – – – – température d'échappement.

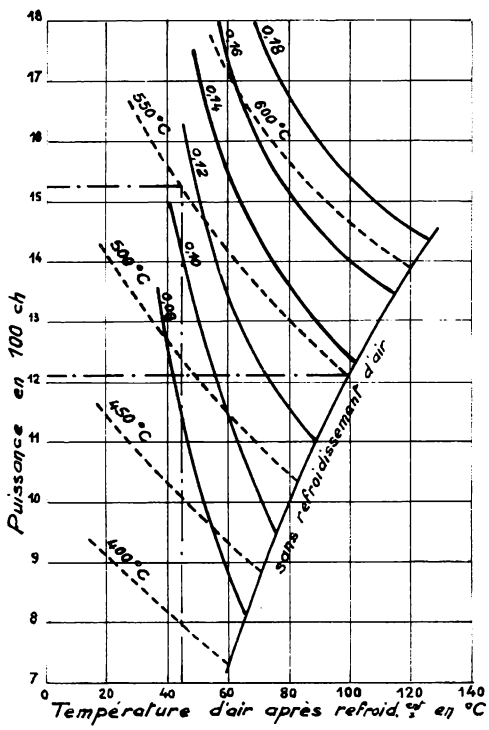


Fig. IV. 27. - Intérêt du refroidissement d'air de suralimentation.
(documents MAYBACH)

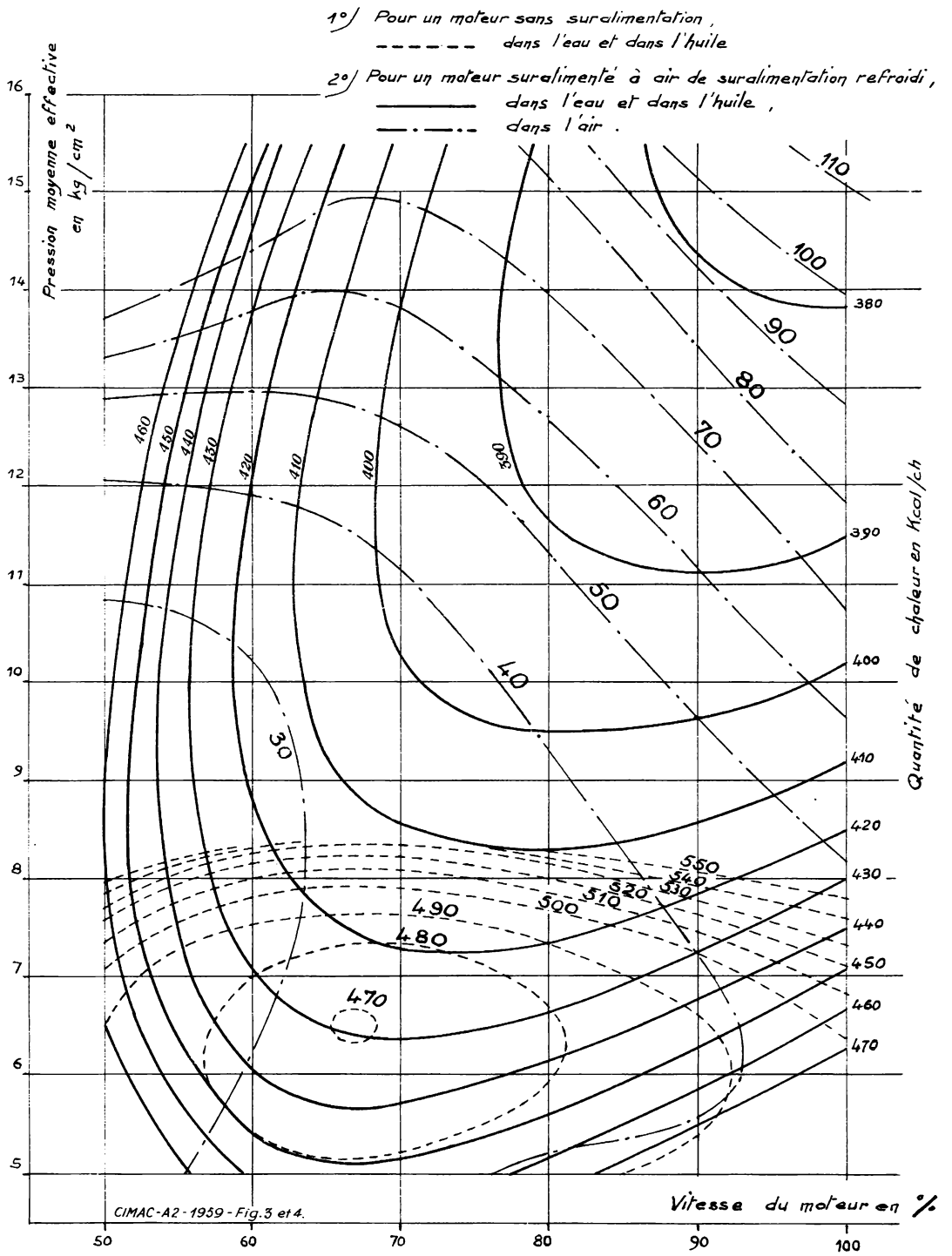


Fig. IV.28. - Quantité de chaleur évacuée, par cheval-heure, par le refroidissement des moteurs.

Mais toute élévation de la pression de l'air d'alimentation entraîne obligatoirement une élévation de sa température, laquelle :

1.- Diminue la quantité de poids d'air comburant introduit ;
2.- Elève tout le niveau des températures développées durant le cycle, donc augmente les contraintes thermiques au sein du moteur ;
3.- Elève, pour un même temps de balayage, la température des gaz d'échappement, donc les températures d'ailettage de turbine.

Il arrive donc un moment où toute élévation supplémentaire de pression est limitée par l'un (au moins) de ces trois facteurs ; il importe alors d'abaisser la température de l'air introduit en concédant le moins possible de pertes de pression. Notons que, pour diminuer l'importance des facteurs 2 et 3 ci-dessus, il est possible d'augmenter l'importance du balayage, mais au prix d'une perte d'énergie non négligeable.

Soulignons que le refroidissement de l'air, complément indispensable à l'obtention de hautes pressions de suralimentation, facilite cette obtention puisqu'il diminue la puissance que doit fournir la soufflante pour délivrer un kilogramme d'air par unité de temps (fig. IV. 26 b).

Le procédé le plus couramment utilisé pour refroidir l'air d'alimentation consiste à placer un échangeur de température entre la soufflante et l'entrée au moteur, le fluide refroidisseur étant le plus souvent de l'eau. Chaque abaissement de 10°C de la température de l'air permet une augmentation de puissance d'environ 3 % ; quel que soit l'intérêt de ce gain, il semble bien que la rentabilité du refroidissement de l'air par échangeur n'est certaine que si l'on abaisse d'au moins 20°C la température de l'air ; étant donné qu'avec des échangeurs air-eau à coefficient de transmission élevé et à faible perte de charge la différence entre les températures de sortie et d'entrée de l'eau est de l'ordre de 10 à 15°C, l'eau doit entrer dans l'échangeur à une température d'au moins 30 à 35°C inférieure à la température d'entrée de l'air (fig. IV. 26 et 27).

Le tableau ci-après concrétise les quelques valeurs caractéristiques d'un moteur Diesel suralimenté avec air refroidi ou non.

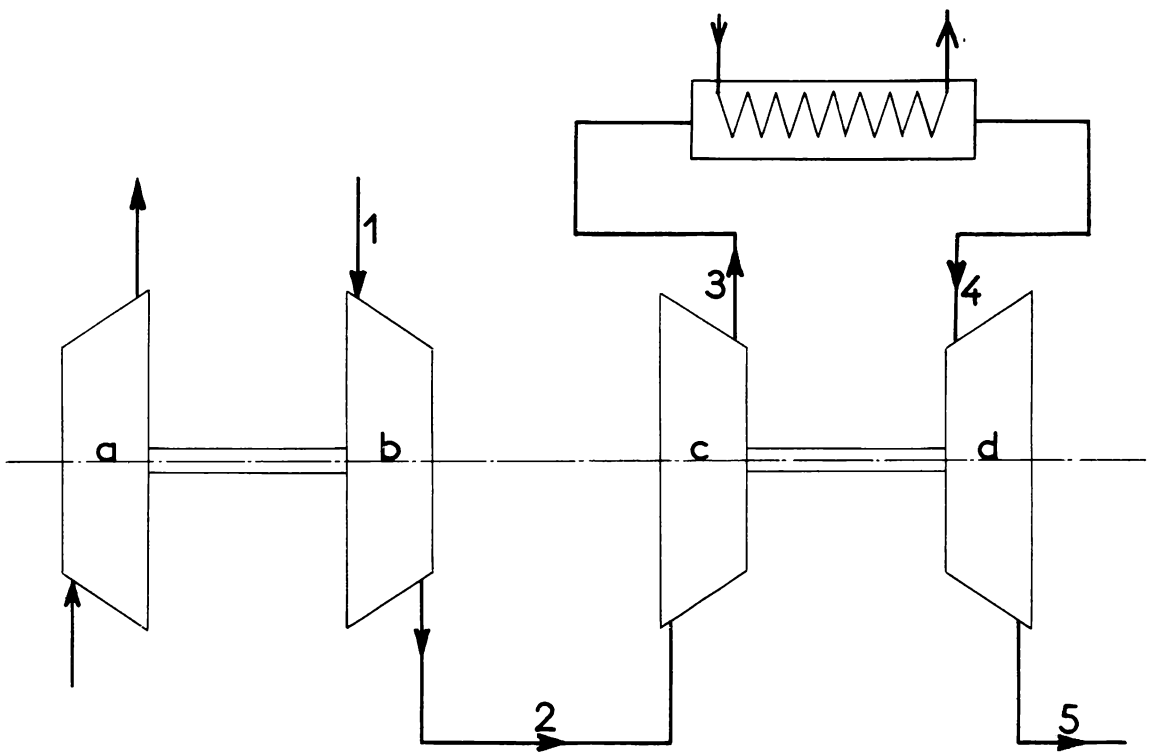
La figure IV. 28 illustre la répartition, en fonction de la vitesse de rotation et de la p.m.e., des calories évacuées dans l'eau et l'huile d'un moteur non suralimenté et du même moteur suralimenté avec air refroidi, et celle des calories retirées de l'air d'alimentation.

Mais, l'action de cet échangeur de refroidissement d'air se

VALEURS CARACTERISTIQUES D'UN MOTEUR DIESEL 12 CYLINDRES SURALIMENTE
(alésage = 180 mm - course = 210 mm)
(conditions ambiantes : pression = 721 mm Hg - température = 20°C)

	Unités	Sans refroidissement de l'air d'alimentation				Avec refroidissement de l'air d'alimentation		
Puissance	ch	1 000	1 100	1 200	1 200	1 000	1 200	1 500
Vitesse de rotation	tr/mn	1 500	1 500	1 500	1 600	1 500	1 500	1 500
Pression moyenne effective	kg/cm^2	9,36	10,3	11,2	10,5	9,36	11,2	14,07
Pression maxi de combustion	kg/cm^2	75	80	87	88			108
Pression relative de l'air à l'admission aux cylindres	mm Hg	428	520	615	630	450	600	905
Température de l'air à l'admission aux cylindres	°C	71	79	86	87	59	62	66
Température des gaz à l'entrée à la turbine	°C	565	600	625	610			575
Poids total d'air / Poids stœchiométrique		2,06	2,02	1,98	2,08	2,39	2,35	2,29
Poids comburant d'air / Poids stœchiométrique		1,71	1,66	1,61	1,72	1,93	1,83	1,71
Consommation spécifique d'air	kg/ch.h	5,16	5,00	4,95	5,2	5,58	5,6	5,4
Consommation spécifique de combustible	g/ch.h	172	171	173	174	160	163	163
Chaleur évacuée dans l'eau	kcal/ch.h	420	415	410	410	340	328	320
Chaleur retirée de l'air	kcal/ch.h	Température de l'eau à l'entrée dans l'échangeur = 50° C				40	54	76
						436	430	439
Chaleur évacuée dans l'huile de refroidissement des pistons	kcal/ch.h	Pistons non refroidis				56	48	43
Température au centre de la tête du piston	°C	267	274	281	285	240	250	265

(d'après M. Zinner, communication A3 colloque 1959 du CIMAC)



a : Turbine à gaz d'échappement

b : Premier compresseur

c : Deuxième compresseur

d : Turbine à air

Température de l'air : en 1 ___ 32° C

en 2 ___ 90° C

en 3 ___ 110° C

en 4 ___ 38° C

en 5 ___ 16° C

Fig. IV. 29. - Suralimentation suivant procédé Cooper-Bessemer.

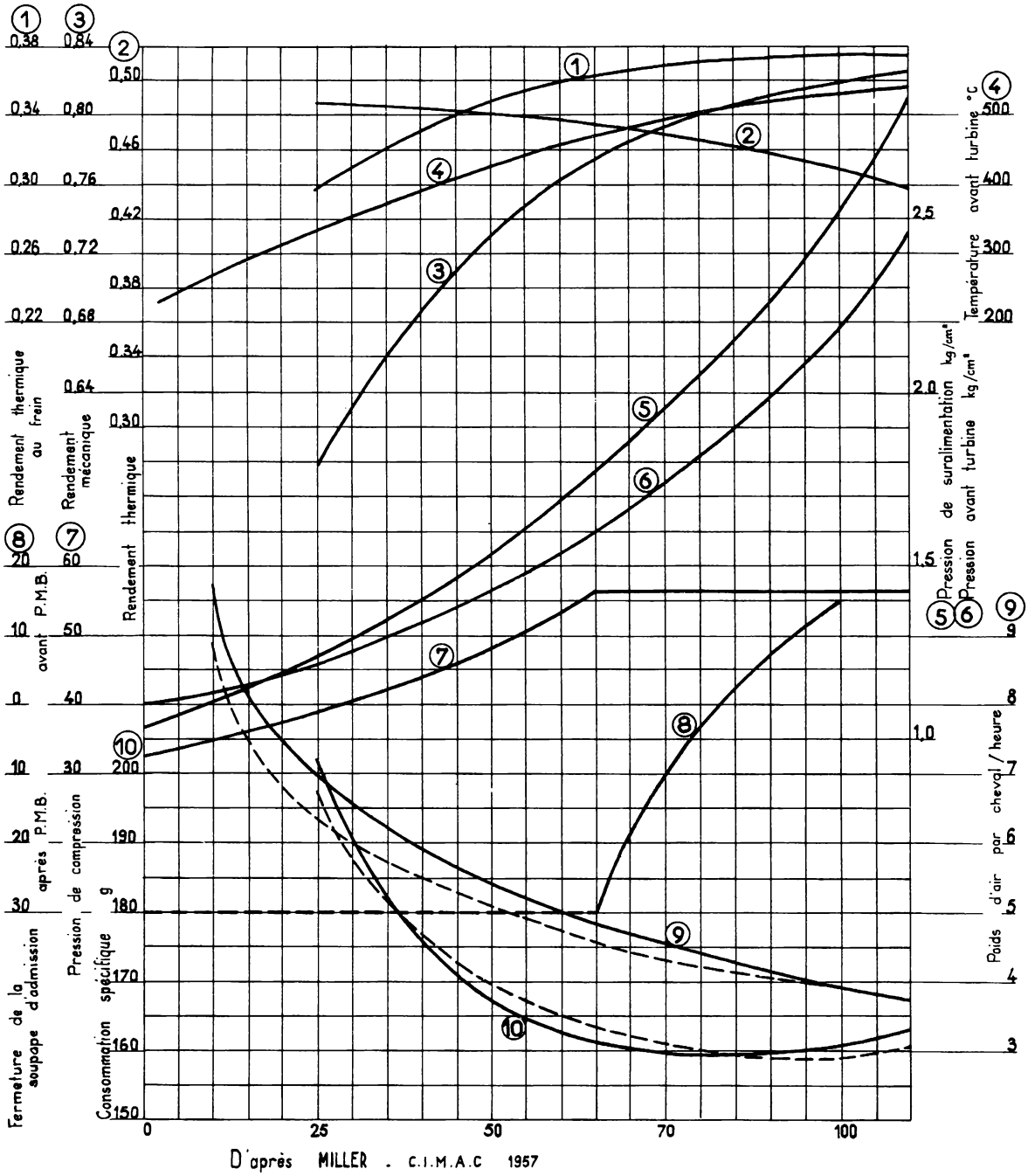


Fig. IV.30. - Procédé Miller - Courbes de performances.

traduisant par une perte d'entropie pour l'ensemble du cycle, certains constructeurs s'évertuent à minimiser ce refroidissement.

Parmi ceux-ci Cooper-Bessemer réalise la suralimentation en deux étages ; le premier est du type classique par turbosoufflante entraînée par les gaz d'échappement ; l'air est ensuite repris dans un deuxième compresseur où il acquiert une température et une pression plus élevées puis passe dans un échangeur de température (à bon rendement global puisque l'air y est introduit très chaud) enfin , avant d'entrer dans le moteur, se détend dans une turbine entraînant le deuxième compresseur (fig. IV.29).

D'après le promoteur de ce système, il serait possible d'obtenir une p.m.e. de 11,5 kg/cm^2 avec de l'air ambiant à 32 °C introduit à 16 °C dans le moteur, mais évidemment au prix d'une diminution sensible de pression de suralimentation qui, du fait des impératifs du balayage, n'est pas sans action sur le rendement de la turbine à gaz d'échappement.

Un autre procédé - le procédé Miller - a pour objet de limiter les contraintes thermiques au sein du moteur à une valeur constante quelle que soit la charge du moteur. La suralimentation y est à un seul étage, la détente de l'air ayant lieu non pas dans une turbine comme dans le procédé Cooper-Bessemer, mais dans le moteur Diesel lui-même : cette détente est réalisée en fermant la soupape d'admission avant que le piston, accomplissant sa course descendante d'aspiration, n'atteigne le P.M.B. L'instant de la fermeture est fonction de la pression de l'air de suralimentation.

L'expansion de l'air ainsi enfermé dans le cylindre en abaisse la température avant le commencement de la compression et tout se passe comme si le moteur possédait un rapport de compression volumétrique variable, donc pouvait, par réglage de ce rapport, avoir une pression de fin de compression qui soit constante (fig. IV. 30). Aux basses charges, le moteur fonctionne avec le rapport de compression réel, aux fortes charges sur un rapport partiel. Ainsi la température de fin de compression peut décroître en fonction de l'augmentation de la charge. En fait, on choisit les régimes de telle sorte que le flot de chaleur passant dans l'eau de refroidissement reste constant (fig. IV. 31).

La limite du taux de suralimentation peut être également fixée par les températures des gaz d'échappement lesquelles, dans l'état actuel de la question (1958), ne doivent pas dépasser 600 °C à l'entrée de la turbine en régime permanent si l'on veut éviter les corrosions par le sodium et le vanadium présents dans le combustible.

Fig. IV. 31
PROCEDE MILLER
CARACTERISTIQUES

Engin	non suralimenté	avec suralimentation classique	avec suralimentation Miller	
Pression moyenne effective (kg/cm^2)	5,63	9,19	10,56	12,37
Pression d'air absolue dans le collecteur d'admission (kg/cm^2)	1,03	1,34	2,06	2,52
Température dans le collecteur d'admission (°C)	32,3	37,8	37,8	37,8
Pression effective de compression (kg/cm^2)	32,7	42,5	45,7	49,9
Quantité de chaleur dissipée dans l'eau de refroidissement (cal/h)	146,500	221,000	221,000	221,000
($cal/ch_{eff}/h$)	242	222	182	166

(Miller et Lieberherr, CIMAC 1957)

On peut être amené alors à refroidir les gaz d'échappement, ce qui constitue une solution quasi désespérée du fait de l'importante perte d'entropie qui en résulte.

Les collecteurs d'échappement (dans le cas de la suralimentation par ondes de pression)

Il importe que dans ce cas les canalisations entre moteur et

turbosoufflante soient réalisées de façon telle que les oscillations provoquées par l'ouverture de la soupape d'échappement, oscillations analogues à celles que connaît le combustible dans les tuyaux d'injection, ne viennent pas perturber l'écoulement des gaz. Ces oscillations variant en fonction du couple et de la vitesse de rotation, il faut s'assurer qu'en aucun cas elles ne deviennent nuisibles ; il faut, de plus, que ces oscillations ne soient pas elles-mêmes perturbées par les ondes créées par les échappements des autres cylindres. Dans un moteur polycylindrique, il y aura interférence entre les échappements si le déphasage des cycles d'échappement dans un même collecteur est inférieur à 240°. Donc dans un moteur 4 temps un même collecteur ne peut intéresser plus de trois cylindres et il faut utiliser soit plus d'une turbosoufflante soit une turbosoufflante à plusieurs entrées (fig. IV. 32).

Le diametre des collecteurs doit évidemment varier avec le dispositif choisi. Leur longueur doit toujours être aussi faible que possible et le dessin d'ensemble aussi pur que possible : aussi préfère-t-on parfois adopter plusieurs petites turbosoufflantes au lieu d'une seule. Lorsque la conduite d'échappement est courte, les ondes de pression réfléchies reviennent à la soupape d'échappement peu après le début de l'échappement. La modification des sections de passage de tuyères permet dans ces conditions d'opérer un réglage de l'amplitude de l'onde primaire et d'obtenir un bon degré d'utilisation de l'énergie potentielle contenue dans les gaz. En choisissant une section de tuyère assez faible (de l'ordre de 1,2 fois la section de passage des soupapes) on obtient généralement un régime d'écoulement laminaire avec vitesses de gaz réduites donc pertes par frottements faibles. Avec de grands rapports $\frac{\text{section de tuyères}}{\text{section de soupapes}}$ on reçoit plus d'énergie de la première onde mais le rendement de la turbine est affaibli. Il y a donc un compromis à trouver entre la diminution du rendement de la turbine et l'accroissement des pertes par frottement dans les collecteurs.

LIMITES DE LA SURALIMENTATION

Toute augmentation de la quantité de combustible injectée entraîne l'augmentation de l'entropie contenue dans les gaz d'échappement, donc l'accroissement de la vitesse de rotation de la turbine et, en conséquence, de la pression de suralimentation et du poids d'air insufflé. Lorsque le nouvel état d'équilibre est atteint, la température des gaz est devenue plus élevée, et la pression à l'entrée de la turbine n'a augmenté que de 50 % environ de l'augmentation de la pression d'air p_2. Rien ne s'oppose donc à ce que la même opération soit à nouveau

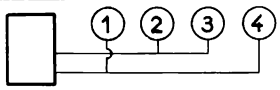
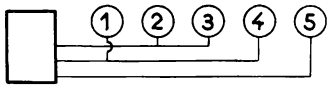
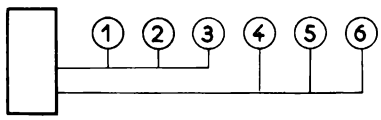
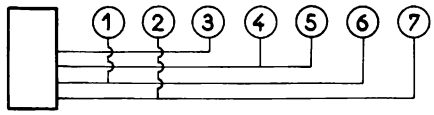
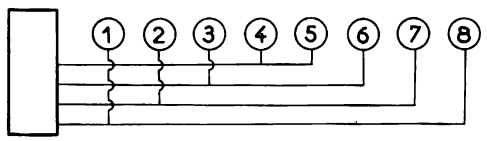
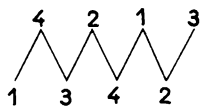
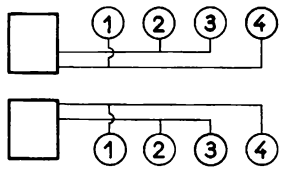
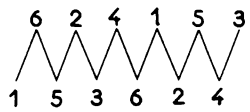
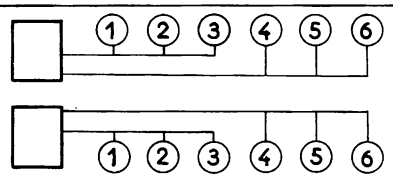
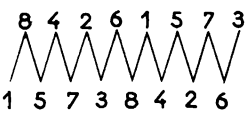
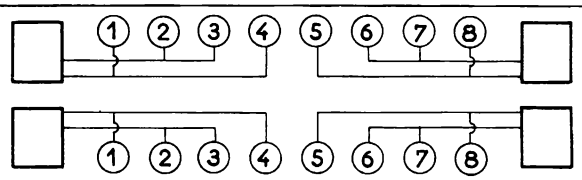
Nombre de cylindres	Ordre d'allumage	Disposition des tuyaux d'échappement
4	1 - 3 - 4 - 2	
5	1 - 2 - 4 - 5 - 3	
6	1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4	
7	1 - 3 - 5 - 7 - 6 - 4 - 2	
8	1 - 6 - 2 - 4 - 8 - 3 - 7 - 5 1 - 5 - 7 - 3 - 8 - 4 - 2 - 6 1 - 3 - 2 - 5 - 8 - 6 - 7 - 4	
8V		
12V		
16V		

Fig. IV.32. - Disposition des tuyaux d'échappement.

effectuée : la turbosoufflante s'adaptera automatiquement derechef à la nouvelle puissance du moteur (on a d'ailleurs coutume de dire, d'une manière analogue, que la turbosoufflante corrige du tiers toute variation des conditions atmosphériques).

Mais, à chaque augmentation, les charges thermiques croissent ainsi que la consommation de combustible, le rendement de la turbosoufflante étant inférieur à celui du moteur.

Au total, pour un moteur donné équipé avec une turbosoufflante de dimensions et de type donnés, on peut tracer les limites des valeurs que peut atteindre la pression moyenne effective en fonction de la vitesse de rotation ; pratiquement ces limites sont fixées (fig. IV. 33) :

A basse vitesse : par la quantité d'imbrûlés présents dans l'échappement ;
A vitesse moyenne : quelquefois par la température des pistons, presque toujours par la température des gaz d'échappement ;
A grande vitesse : par la vitesse maximale de rotation de la turbosoufflante.

Il existe une série de courbes par section de passage des tuyères de turbine. Alors qu'une large section de tuyères ne produira une grande vitesse tourbillonnaire que lorsque le moteur tourne à grande vitesse et à couple élevé, une faible section fournira une vitesse équivalente à faible vitesse de rotation du moteur. Etant donné qu'il y a intérêt à ce que la turbosoufflante tourne au voisinage de son régime nominal, il peut donc être indiqué, sinon recommandé, de choisir une section réduite et, lorsque la pression de l'air fourni dépasse une certaine valeur, d'évacuer directement à l'atmosphère une partie des gaz brûlés. Ainsi, quelles que soient les variations tant de l'altitude que de la vitesse et du couple moteur, la turbosoufflante tourne à une vitesse à peu près constante. Un tel contrôle permet de réduire le temps de réponse de la turbosoufflante (donc la bouffée de fumée lors des reprises) et d'obtenir une amélioration de la forme de la courbe de couple ainsi que, parfois, de la consommation spécifique.

En pratique, dans presque tous les cas, la limite "température des gaz d'échappement" s'avère la plus intransigeante : lorsqu'elle est atteinte, le moteur est encore assez loin de sa charge thermique limite. La turbine constitue donc l'élément le plus faible de l'association. Afin de pouvoir rester le plus longtemps possible au-dessous de cette température limite, il faut augmenter la quantité de l'air traversant le moteur sans participer à la combustion ; mais il s'ensuit, pour chaque valeur de p. m. e., un accroissement des pressions de tout le cycle. La mise au point d'un moteur suralimenté consiste donc essentiellement à trouver un compromis entre :

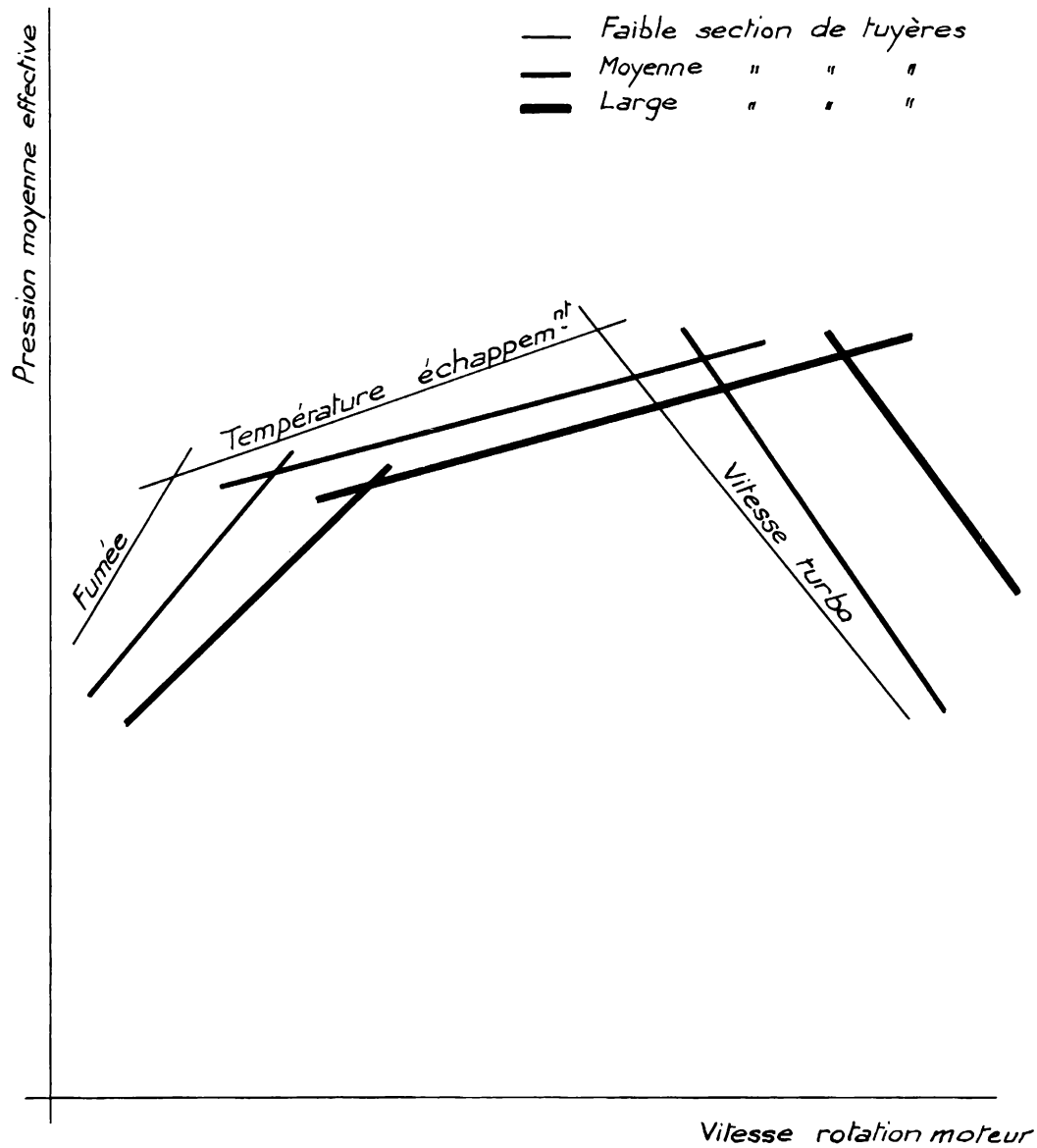


Fig. IV. 33. - Allures générales des p. m. e. limites de moteurs suralimentés.

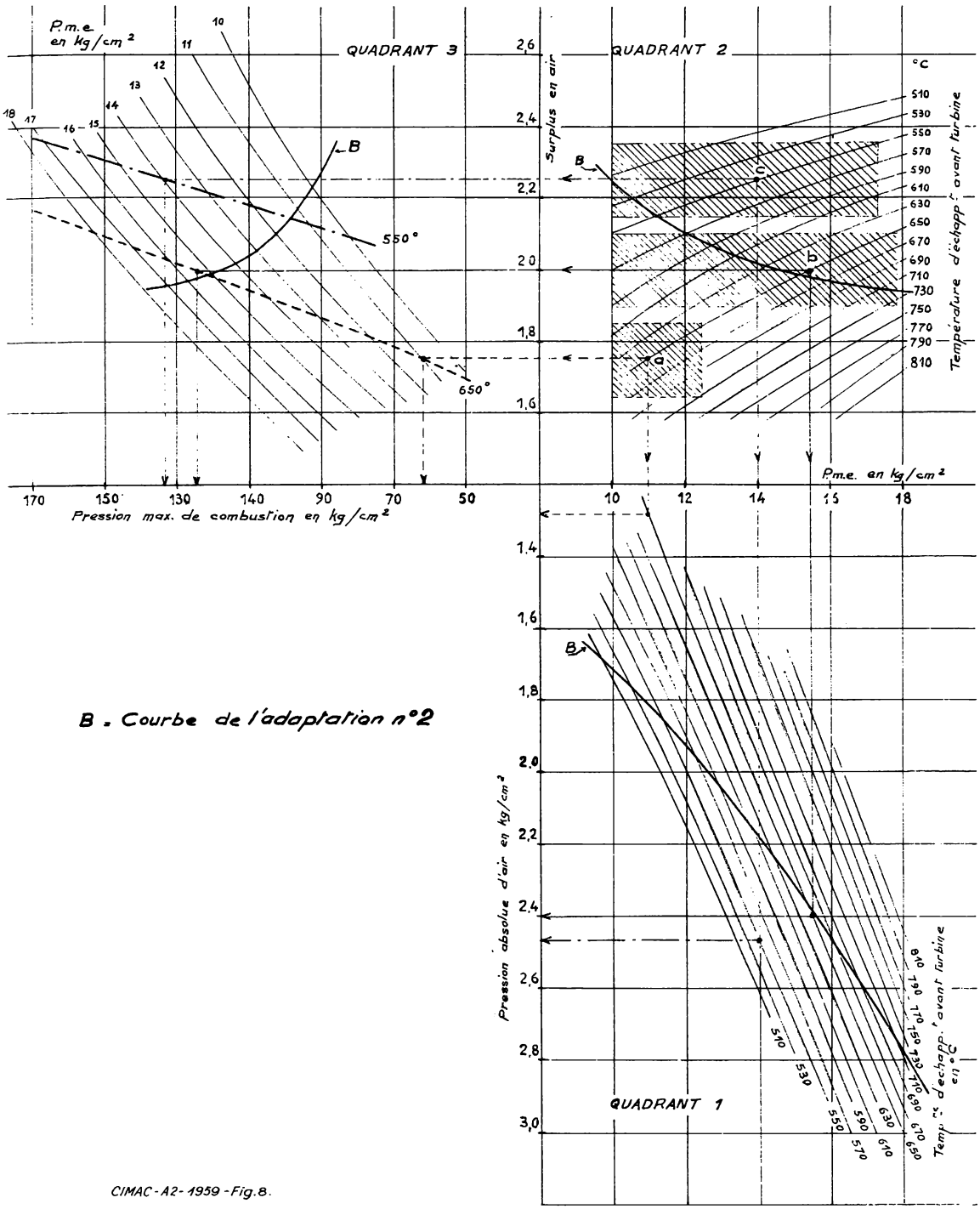


Fig. IV. 34. - Adaptation d'un moteur et d'une turbosoufflante.

ADAPTATION DE TROIS TURBO-SOUFFLANTES DIFFERENTES SUR UN MEME MOTEUR A CHAMBRE DE PRECOMBUSTION

(Moteur 4 temps, 12 cylindres en V 175 x 205 tournant à 1 500 tr/mn. Rapport de compression vol. = 16
Avance à l'injection maintenue à la même valeur. Température de l'air à l'entrée des cylindres = 40°C)

	P.M.E. (kg/cm^2)	Pression relat. de suraliment. p_2 (mm Hg)	Poids d'air total / poids stœchiométrique	Pression de compression (kg/cm^2)	Pression maxi de combustion (kg/cm^2)	Temp. gaz entrée turbine (°C)
Adaptation n°1	10,20	288	1,951	52,6	75	584
(1) pour 1,75, la consommation spécifique d'air est de 4,25 kg/ch.h	10,98	345	1,908	51,8	78	608
	12,54	464	1,836	51,0	85	656
	14,12	604	1,776 (1)	50,1	93	706
	15,72	755	1,724	48,9	101	757
	17,28	930	1,684	48,3	111	808
Adaptation n°2	10,10	495	2,220	55,0	94	522
(2) pour 2, la consommation spécifique d'air est de 4,80 kg/ch.h	10,86	560	2,165	54,5	98	541
	12,60	708	2,069	53,6	107	587
	14,20	860	2,010 (2)	52,8	116	625
	15,70	1 015	1,975	51,9	125	664
	17,15	1 180	1,953	50,8	134	702
Adaptation n°3	10,40	702	2,500	57,4	114	460
(3) pour 2,25, la consommation spécifique d'air est de 5,40 kg/ch.h	11,26	783	2,420	55,8	118	480
	12,12	870	2,354	55,6	123	502
	12,98	953	2,298	54,3	127	521
	14,70	1 138	2,221 (3)	53,2	137	562
	16,46	1 345	2,174	51,3	147	604

(d'après Kuchler - CIMAC 1959 A2)

- La température des gaz d'échappement
- L'excès d'air
- La pression maximale de combustion.

Le tableau ci-contre et la figure IV. 34 qui le complète fournissent un exemple de cette recherche de compromis.

Rendement d'un moteur suralimenté

Nous avons déjà noté l'amélioration du rendement mécanique du fait que les pertes mécaniques ne sont pas sensiblement augmentées par la suralimentation.

D'ailleurs, Ricardo précise que le rendement mécanique est, en pratique, fonction du rapport $\frac{\text{pression maximale de combustion}}{\text{pression moyenne effective}}$; plus faible est ce rapport, plus élevé est le rendement mécanique.

Le fait supplémentaire d'améliorer le rendement thermique grâce à l'utilisation d'une partie importante de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement conduit à une réduction de la consommation spécifique surtout sensible, en général, sur les moteurs à chambre de précombustion (fig. IV. 35).

Par ailleurs, la quantité de calories dissipées au cheval par heure dans l'eau de refroidissement étant fortement diminuée, l'importance de l'installation de réfrigération sera moins grande qu'avec des moteurs non suralimentés, ce qui, outre l'avantage présenté quant au prix d'achat, est particulièrement apprécié dans toutes les applications où le poids et l'encombrement sont comptés. Le tableau de la page 184 fournit un exemple de bilans comparatifs.

Il ne faut néanmoins pas perdre de vue que, si la quantité de chaleur à prélever par cheval et par heure à l'air de suralimentation est relativement minime, le rendement de la transmission de cette chaleur au milieu ambiant est loin d'être excellent, en particulier du fait de la nécessité où l'on se trouve généralement de recourir à un double échange de chaleur (air suralimenté - eau, eau - air ambiant) à réaliser par surcroît avec un faible écart de température.

SURALIMENTATION PAR SOUFFLANTE VOLUMETRIQUE ENTRAINEE MECANIQUEMENT

Cette solution convient très bien au moteur à vitesse variable

BILANS THERMIQUES DE MOTEURS
(12 cylindres en V 175 x 190, 1 500 tr/mn, injection directe)

Types de moteurs	non suralimentés	suralimentés	suralimentés avec air refroidi	suralimentés avec air et pistons refroidis
Pression moyenne effective (kg/cm^2)	6,66	9,16	10,27	11,66
Quantité de chaleur apportée par le combustible (mth/ch)	1 640	1 610	1 600	1 590
Quantité de chaleur dissipée par l'eau de refroidissement (cylindres, culasses, turbo, réfrigérant d'air + huile de graissage) (mth/ch)	385 soit 23,5 %	352 soit 21,8 %	330 soit 20,7 %	370 soit 23,3 %
Quantité de chaleur dissipée dans l'échappement, les pertes mécaniques et par le rayonnement (mth/ch)	623 soit 38 %	626 soit 38,9 %	638 soit 39,8 %	588 soit 37 %
Puissance utile	1 ch = 632 mth, soit :			
Rendement global	38,5 %	39,3 %	39,5 %	39,7 %

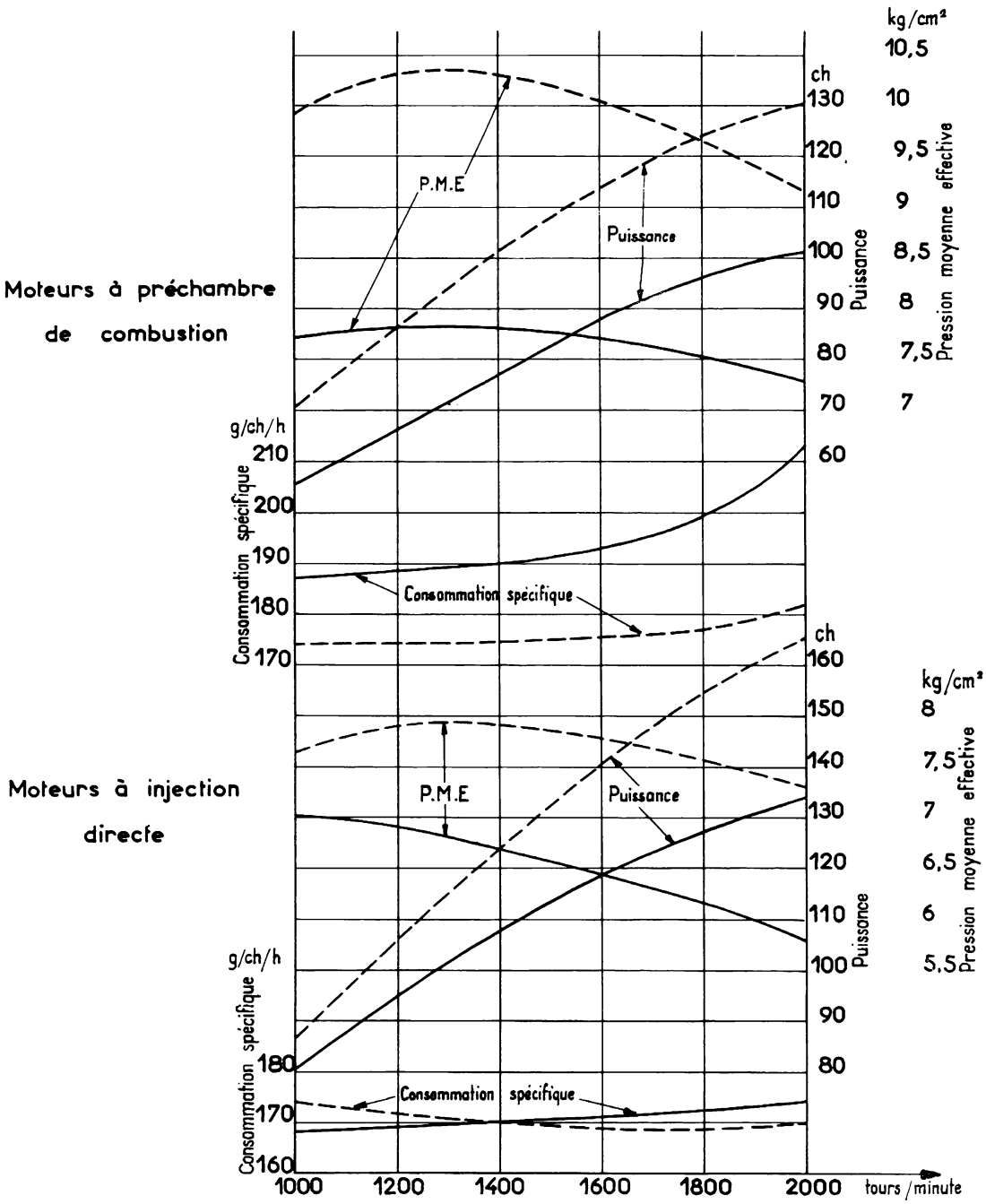


Fig. IV.35. - Comparaisons de performances de moteurs suralimentés et non suralimentés.

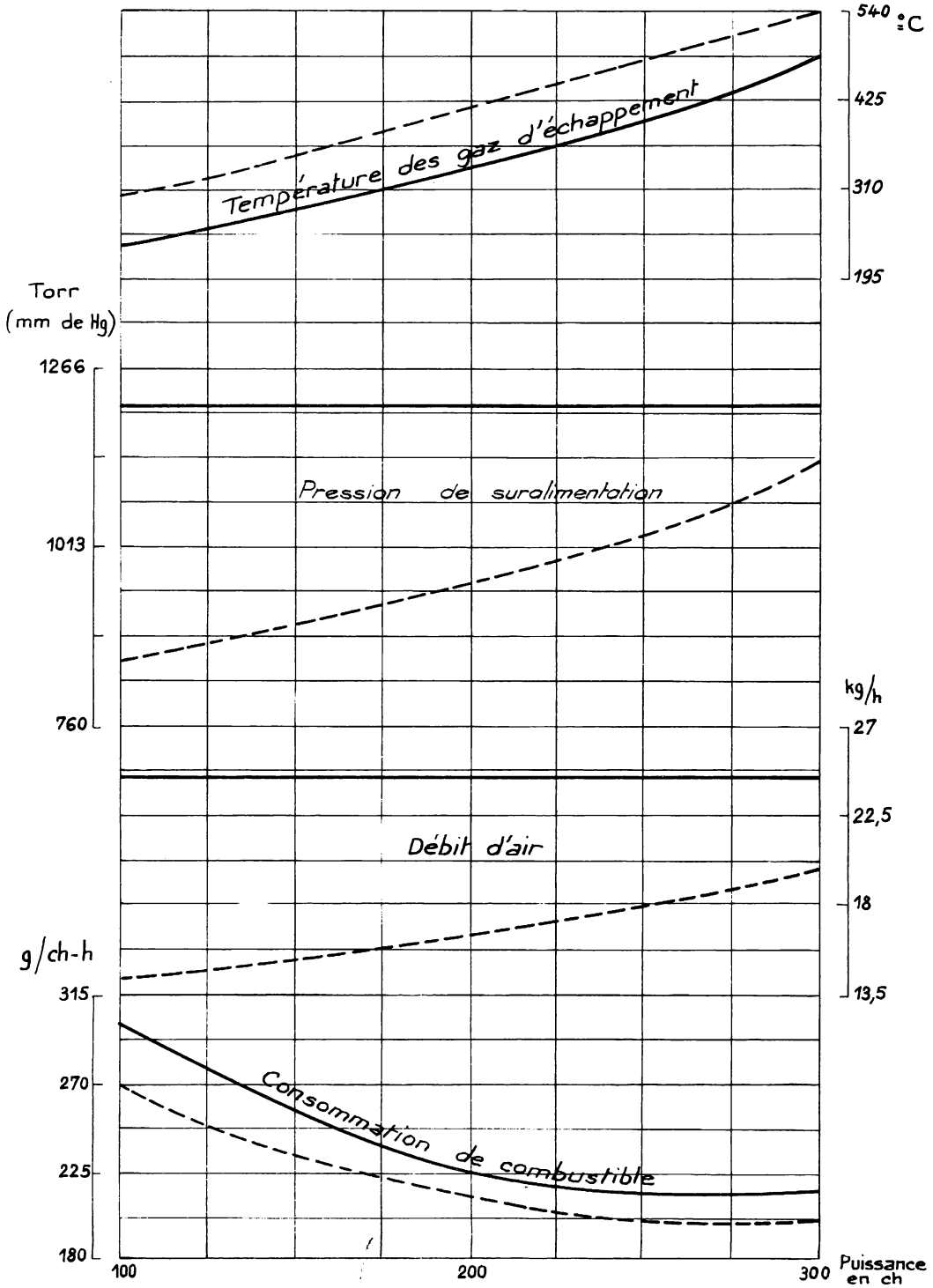


Fig. IV.36. - Moteur 136,5 x 158. 6 cyl. suralimentés. Vitesse nominale 2 000 tr/mn. Courbes caractéristiques en fonction de la puissance développée :

Suralimentation par turbosoufflante.

Suralimentation par compresseur mécanique.

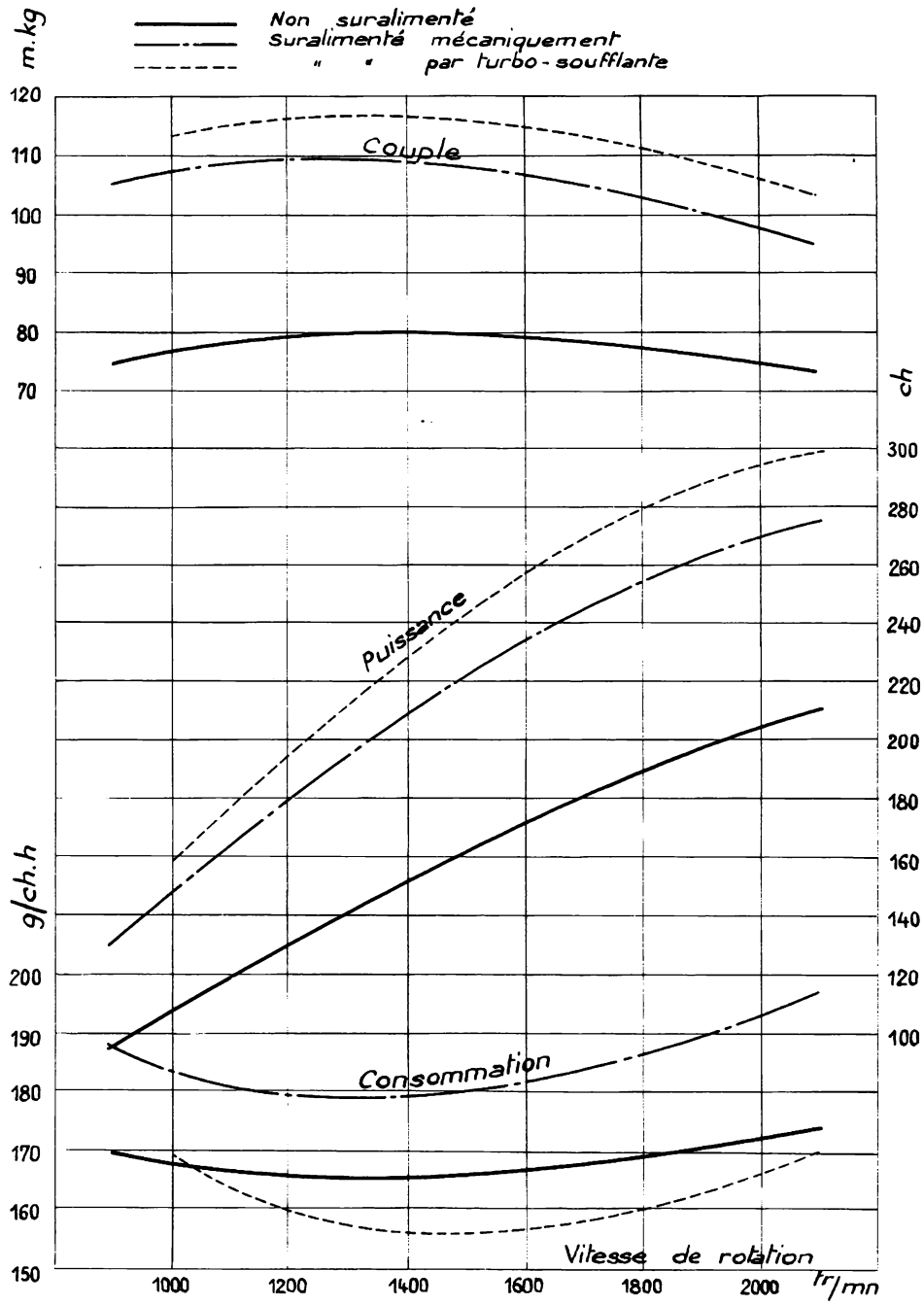


Fig. IV.37. - Caractéristiques principales d'un moteur 4 temps 6 cylindres (alésage : 130, course : 152) en diverses versions.

auquel elle permet un couple plus constant que dans la suralimentation par turbosoufflante. Mais cette solution ne permet pas la récupération d'une partie de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement et, en conséquence, obère le bilan potentiel ; aussi est-elle beaucoup moins employée (fig. IV. 36).

Considérons un moteur 8 cylindres en V de 150 d'alésage et 180 de course tournant à 1 500 tr/mn et développant 280 ch en version "non suralimenté" . Par suralimentation avec turbosoufflante basse pression, la puissance sera portée à 400 ch. Pour obtenir une suralimentation du même ordre, une soufflante Roots classique entraînée mécaniquement absorberait, pertes dans les transmissions comprises, une puissance d'environ 40 ch dont 15 seraient récupérés sur les pistons. Le moteur ainsi équipé développerait donc (400 - 40 + 15 soit 375 ch utiles, avec une consommation globale qui serait celle du moteur 400 ch. (Voir également fig. IV. 37).

Par ailleurs, le compresseur mécanique s'il est entraîné directement par le moteur ne pourra, à faible vitesse de celui-ci, lui fournir la quantité d'air nécessaire à la production de couples élevés que s'il possède un débit surabondant à grande vitesse ; de plus, la quantité d'air délivrée est indépendante du couple à fournir, ce qui entraîne qu'aux charges partielles le compresseur absorbe une énergie inutile.

En conséquence, certains constructeurs automobiles attaquent le compresseur par l'intermédiaire d'un train planétaire ; ainsi toute augmentation de couple ou de vitesse du moteur entraîne, du fait de l'inertie massique du récepteur, un accroissement de la vitesse de rotation du compresseur. Un tel compresseur mécanique peut d'ailleurs être utilisé en série avec turbosoufflante.

L'accroissement de puissance rendu possible par la suralimentation correspondant - répétons-le - à l'augmentation non de la pression, mais de la densité de l'air, il est particulièrement essentiel que le rendement adiabatique du compresseur mécanique soit aussi élevé que possible.

BIBLIOGRAPHIE

Colloques du C.I.M.A.C.

Paris 1951.- Exposés de Feiss, Janin, Penn, Ricardo...

La Haye 1955.- Exposés de Feiss, De Klerck, Sörensen...

Zürich 1957.- Exposés de Herger et Jenny, Kilchenmann, Miller et Lieberherr, Sörensen...

Wiesbaden 1959.- Exposés de Crooks, Kellett, Kuchler, Oberlander, Zinner.

X Y Z... Suralimentation des moteurs à combustion interne. Revue Brown-Boveri, novembre 1950.

X Y Z... La suralimentation. Fascicule spécial n° 2 et numéro de février, mars et décembre 1952 de M.T.Z.

LUX. Le fonctionnement des moteurs Diesel suralimentés et l'inertie des turbosoufflantes. S.A.E. Journal, octobre 1958.

PARKER. Problèmes posés par l'adaptation de turbosoufflantes aux moteurs Diesel à grande vitesse. S.A.E.Journal, novembre 1958.

MITCHELL. Evaluation de l'influence du refroidissement de l'air sur la performance d'un moteur Diesel suralimenté. S.A.E. Journal, février 1959.

ZINNER. Influence du refroidissement de l'air de suralimentation de moteurs à 4 temps en cas de variations des conditions extérieures. M.T.Z., juin 1959.

CHAFFIOTTE. La suralimentation par turbosoufflante vue par un constructeur de turboréacteurs. Journal de la S.I.A., octobre 1959.

GLAMANN. Soufflantes de suralimentation à entraînement mécanique par différentiel. Automobile Engineer, septembre 1955.

CAZIER et LANG. Améliorations apportées aux turbocompresseurs en vue de leur emploi. S.A.E. Preprint n° 257 B, novembre 1960. Traduction U.T.A.C. n° 60-201.

KRAMER. Evaluation des performances et de l'évacuation de chaleur des moteurs à turbocompresseur. S.A.E. Preprint n° 258 A, novembre 1960.

PLOTKOWIAK. Suralimentation des moteurs Diesel à régime variable. Problèmes constructifs. Journal de la S.I.A., juin 1962.

DECOLLOGNY et MEIER. Considérations sur les écoulements non stationnaires des collecteurs d'un moteur Diesel suralimenté et leurs aspects pratiques. Journal de la S.I.A., août - septembre 1962.

BROUEE. La lutte contre les vibrations dans les turbo-soufflantes. Journal de la S.I.A., novembre 1962.

Chapitre V

LE MOTEUR 2 TEMPS

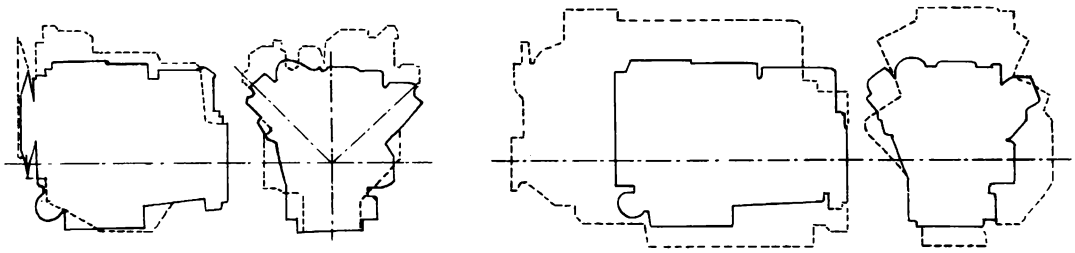
Le domaine d'emploi des moteurs rapides s'étendant à toutes les nombreuses applications où tout gain de poids et d'encombrement constitue un avantage, voire un impératif, on peut s'étonner que le moteur 2 temps rapide soit moins répandu que le moteur 4 temps, tant en Europe qu'aux U.S.A. En effet, le moteur 2 temps est réputé pour pouvoir, dans un poids et un encombrement donnés, développer une puissance plus élevée qu'un moteur 4 temps (fig. V. 1) et ce, par surcroît, avec un fonctionnement mécanique plus doux, affranchi qu'est le 2 temps d'efforts alternés importants dans l'embiellage; de plus l'irrégularité cyclique du couple moteur d'un 2 temps est équivalente à celle d'un 4 temps possédant un nombre double de cylindres.

Malheureusement, le 2 temps, outre que sa puissance effective développée au litre de cylindrée n'est que de 50 % supérieure à celle du 4 temps tournant à la même vitesse, supporte assez mal, tant thermiquement qu'économiquement, les services à régime variable, et ce d'autant plus que sa vitesse de rotation est plus élevée.

° ° °

Dans le cycle 4 temps, non suralimenté, 40 % environ du travail absorbé par les pertes mécaniques l'est durant les temps "remplissage" et "refoulement", soit durant environ 50 % du temps et des espaces parcourus par les pistons. Le travail effectif à fournir durant ces deux temps improductifs est donc important bien que le travail indiqué - développé pour remplir et vider la cylindrée - soit très faible. Dans le cas du moteur suralimenté, ce travail indiqué croît, et l'importance relative du travail absorbé par les pertes mécaniques des quatre temps considérés décroît, l'augmentation de la p.m.i. accroissant les pertes par frottement durant les temps "compression" et "détente".

Dans le cycle 2 temps, moins de 20 % de l'espace parcouru par le piston en 33 % du temps du cycle est consacré au remplissage et au balayage; les pertes mécaniques internes, déjà diminuées par l'importance moindre des efforts alternatifs, sont donc nettement inférieures à celles d'un moteur 4 temps équivalent (fig. V. 2).



——— Moteur 6 cyl. en V. Diesel 2 temps
240 ch à 2200 tr/mn
Poids au cheval : 3,85 kg (bâti fonte)
Puissance volumique : 260 ch au m^3

——— Moteur 8 cyl. en V. 2 temps
320 ch à 2200 tr/mn
Poids au cheval : 3,45 kg (bâti fonte)
Puissance volumique : 290 ch au m^3

– – – Moteur 8 cyl. en V. Diesel 4 temps
180 ch à 2 000 tr/mn
Poids au cheval : 5,45 kg (bâti fonte)
Puissance volumique : 166 ch au m^3

– – – – Moteur 12 cyl. en V. 4 temps. 340 ch à 2 100 tr/mn
Poids au cheval : 6,8 kg/ch (bâti fonte)
Puissance volumique : 180 ch au m^3

(d'après LIST, FISITA - 1958)

Fig. V. 1. - Comparaison générale entre moteurs 2 temps et 4 temps.

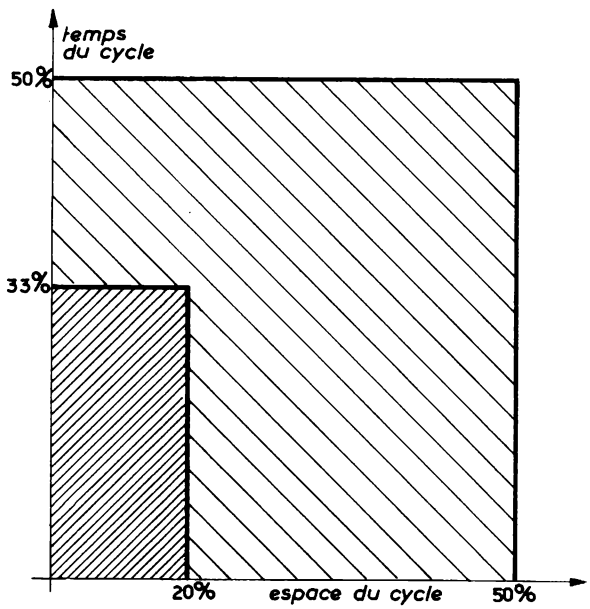


Fig. V. 2. - Importance relative des pertes mécaniques durant les phases improductives du remplissage et du refoulement par rapport aux pertes mécaniques totales.

Au total, si le moteur 2 temps pouvait avoir la même p. m. i. que le 4 temps, si, par ailleurs et en outre, il pouvait tourner à la même vitesse que celui-ci, sa puissance spécifique au litre serait, au moins, deux fois plus élevée que celle du 4 temps.

Malheureusement, on n'atteint jamais ce niveau : même dans les moteurs lents de grand alésage, le gain de puissance spécifique n'est que 50 à 60 %. En effet :

- Pour un même rapport de compression volumétrique (qu'il faut rapporter à la course utile et non pas à la course totale) (fig. V. 3 a et b) et pour un même excès d'air, le diagramme des pressions du 2 temps, rapporté à la course utile, aura le même profil que celui du 4 temps; mais, la pression en début de compression étant de l'ordre de 1 kg/cm^2 et non de 0,9 kg/cm^2, la p. m. i. du 2 temps sera $\frac{1}{0,9}$ fois celle du 4 temps.

- Le rapport des courses géométrique et utile est de l'ordre de $\frac{3}{4}$.

- Par unité de temps, le 2 temps connaît deux fois plus de courses motrices que le 4 temps.

Au total on a donc :

Rapport des puissances indiquées au litre de cylindrée $\frac{\text{2 temps}}{\text{4 temps}}$ =

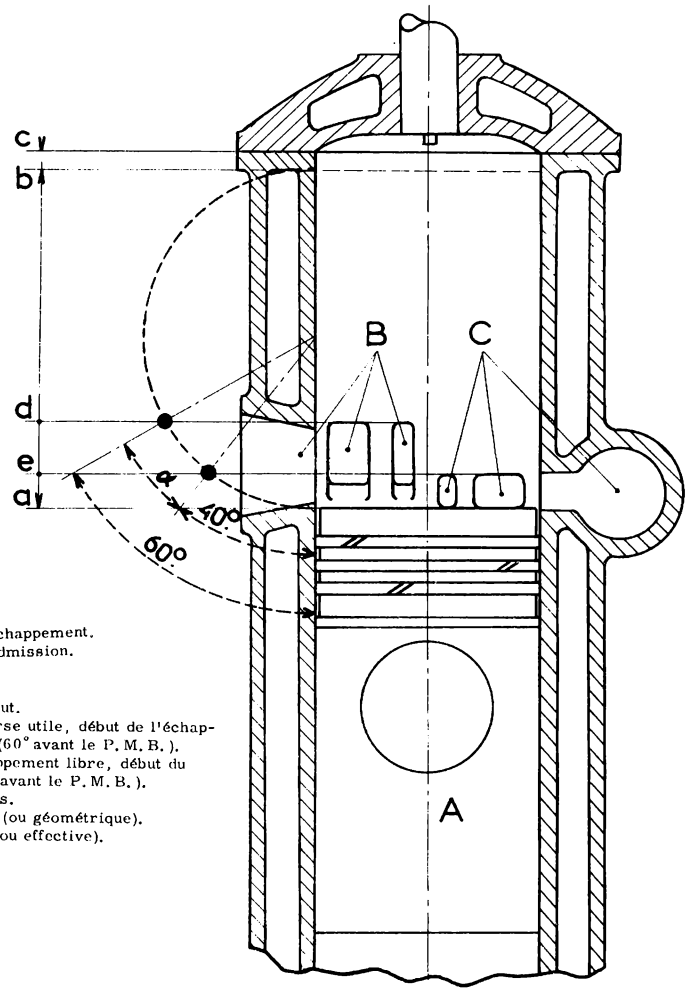
Rapport des pressions en début de compression : $\frac{1}{0,9}$

x Rapport des courses géométrique et utile x $\frac{3}{4}$

x Rapport du nombre des courses motrices $\frac{\text{x } 2}{}$

$= \frac{1}{0,6}$

Par surcroît, évacuer les gaz brûlés et les remplacer par de l'air frais à la fin de la course de détente et au début de la compression impliquent la présence d'un compresseur fournissant une quantité d'air sous pression nécessaire pour le balayage et le remplissage du cylindre; cette pression ne doit pas être trop élevée si l'on ne veut pas provoquer dans le cylindre une turbulence qui provoquerait une fâcheuse diffusion de l'air frais dans les gaz brûlés, surtout dans le cas des moteurs à balayage transversal. Il est bon de prévoir une pression effective de 0,25 kg/cm^2 et un débit pour le seul balayage égal à 1,25-1,5 fois la cylindrée totale. Cet approvisionnement est assuré, en général, directement ou non, par le moteur 2 temps lui-même, dont la puissance utile est, de ce fait, diminuée d'environ 5 %.



A : Piston.
B : Lumières d'échappement.
C : Lumières d'admission.

b : Point mort haut.
d : Fin de la course utile, début de l'échappement libre (60° avant le P. M. B.).
e : Fin de l'échappement libre, début du balayage (40° avant le P. M. B.).
a : Point mort bas.
ab : Course totale (ou géométrique).
db : Course utile (ou effective).

Fig. V. 3 a. - Moteur 2 temps.
Coupe schématique d'un cylindre.

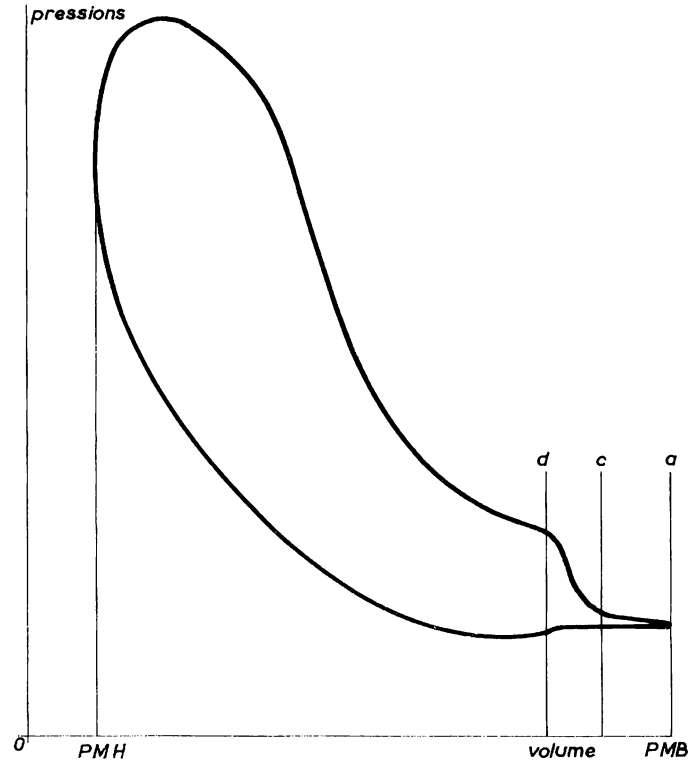


Fig. V. 3 b. - Diagramme pression-volume
d'un moteur 2 temps.

Finalement, la puissance utile par litre de cylindrée d'un moteur 2 temps au régime nominal n'est supérieure que d'environ 50 % à celle d'un 4 temps.

Mais :

A) Le compresseur d'air du 2 temps doit, en un temps plus bref, introduire par litre de cylindrée un poids d'air égal à 2,5 fois celui introduit dans le 4 temps. Les sections des orifices de passage des gaz du 2 temps sont évidemment bien supérieures à celles du 4 temps; mais les temps de passage sont plus courts et, les pressions à développer pour faire passer un poids d'air donné par un orifice donné croissant comme le carré de la vitesse de passage du fluide, la puissance absorbée par le compresseur croît comme le cube de celle-ci. En conséquence, ce n'est pas la vitesse moyenne du piston, mais la vitesse de rotation du moteur qui conditionne tant le rendement volumétrique de la cylindrée que le rendement effectif global du moteur, donc la consommation spécifique de combustible. Aussi, toutes choses restant égales par ailleurs, la vitesse de rotation des 2 temps est-elle relativement limitée, sans que cette circonstance implique une limitation de la vitesse moyenne du piston : on peut donc adopter des rapports $\frac{C}{D}$ élevés sans inconvénient autre que l'augmentation du couple résistant dû au frottement. Rappelons que l'augmentation de vitesse de rotation d'un 4 temps ne provoque pratiquement qu'une augmentation linéaire de ce couple de frottement.

Il s'ensuit que le problème du fonctionnement à vitesse variable se présente tout différemment selon que l'on a affaire à un 2 temps ou à un 4 temps. En particulier dans le domaine du moteur de transport, la nécessité de fonctionner économiquement tant à vitesse partielle qu'à vitesse élevée handicape sérieusement l'essor du 2 temps. Si, par exemple, au quart de la vitesse nominale, le compresseur débitant sous 50 g/cm^2 n'absorbe que 7 % de la puissance nette fournie, à la vitesse nominale où la pression débitée monte à 500 g/cm^2, la puissance absorbée par le compresseur s'élève à 40% de la puissance nominale.

B) Des mesures comparatives effectuées entre pistons 4 temps et 2 temps - pistons non refroidis d'un dessin équivalent et de même matériau - ont établi que, pour une même vitesse de rotation et une même puissance (donc pour une p.m.e. du 4 temps double de celle du 2 temps), la température du piston 4 temps est inférieure à celle du piston 2 temps. Ce résultat s'explique par le fait que la chaleur transmise au piston n'est pas proportionnelle à la p.m.i.*Notons que si le 4 temps était suralimenté, la température du piston serait encore abaissée, toutes choses égales par ailleurs, par l'air frais de balayage.

(*) Cf. page 133

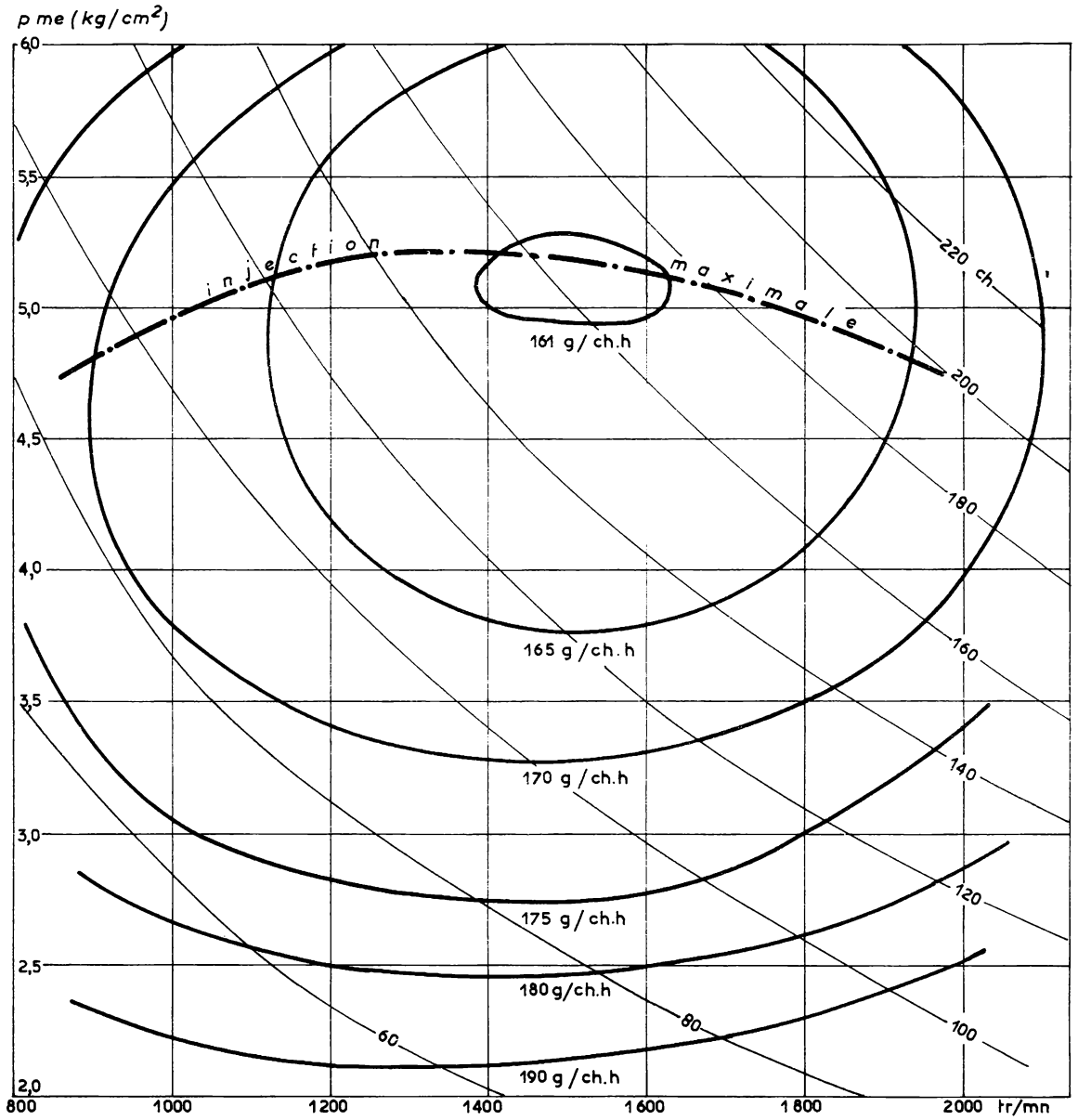


Fig. V. 4. - Courbes de performances d'un moteur 2 temps 120 x 140.
6 cylindres (puissance absorbée par compresseur volumétrique déduite).
(d'après LIST Fisita - 1958)

Rappelons d'ailleurs que pour développer une puissance égale à celle d'un 2 temps un moteur 4 temps géométriquement homologue n'a pas besoin d'aller jusqu'à doubler la p.m.e. puisqu'il lui est possible d'augmenter la vitesse de rotation.

D'un autre côté, compte tenu du fait que la quantité de chaleur cédée au piston durant les temps admission et échappement est pratiquement nulle au regard de la quantité transmise pendant la compression, la combustion et la détente, on peut estimer que, à p.m.i. égale, la quantité de chaleur transmise au piston 2 temps sera environ le double de celle transmise au 4 temps.

De plus, il ne faut pas manquer de noter que pour un 2 temps, du fait du balayage moins parfait des gaz résiduels, la température initiale du gaz moteur - donc la température initiale du cycle et par conséquent le niveau général des températures de tout le cycle - est plus élevée que pour un 4 temps.

Enfin, il ne faut pas perdre de vue que, dans le cas des moteurs à balayage transversal, des fuites émanant de l'air sous pression présent aux lumières d'admission viennent isoler la jupe du piston avant de s'évader par les lumières d'échappement. Cet isolement thermique du piston concourt à sérieusement obérer la situation.

Les importantes charges thermiques du piston 2 temps risquent dans certains cas (surtout si le compresseur d'alimentation en air est du type centrifuge) de devenir critiques lorsque, pour une quantité donnée de combustible introduit par cycle, la vitesse de rotation diminue. Même en supposant que, alors, le débit d'air par tour reste constant (compresseur volumétrique), le rendement volumétrique du balayage et le rendement de la combustion diminuent ainsi qu'en témoigne l'augmentation de la consommation spécifique (fig. V. 4); or, on sait que toute calorie dégagée qui ne se libère pas en travail se dissipe en chaleur. Au total, le fonctionnement à basse vitesse plein couple d'un moteur 2 temps est fréquemment plein d'aléas.

C) Du fait de l'importance de ces charges thermiques, les impératifs de qualité de combustion, donc de combustible et d'injection, sont encore plus absolus dans le 2 temps que dans le 4 temps et sont d'autant plus difficiles à respecter que la vitesse de rotation est plus élevée.

De A), B) et C) on est amené à conclure, conclusion que l'expérience confirme en général, que, tant au point de vue économique qu'au point de vue technique, le moteur 2 temps s'accommode mal tant des services à régime variable que des vitesses de rotation élevées.

LE BALAYAGE

La caractéristique fonctionnelle essentielle du moteur 2 temps est que le remplacement des gaz brûlés par balayage d'air frais s'effectue lorsque le piston est au voisinage du point mort bas. Il s'ensuit que le volume à balayer est égal à la cylindrée augmentée du volume mort. Cette opération, rappelons-le, s'effectue sur environ 120° de rotation du vilebrequin.

Dans le cas du 4 temps suralimenté, le balayage n'opère que sur un volume de gaz de l'ordre de 8 % de la cylindrée et pour ce faire dispose d'un laps de temps s'étendant sur 130 à 150° de rotation de vilebrequin. Le temps dont on dispose pour balayer une faible partie de la cylindrée est donc - à vitesse de rotation égale - supérieur au temps dont on dispose pour balayer la totalité de la cylindrée du 2 temps. La combustion du 4 temps suralimenté ne peut que bénéficier des avantages qui lui sont propres, avantages suffisamment substantiels pour que - à course égale - l'on puisse augmenter la vitesse de rotation du 4 temps sans obérer la consommation spécifique.

Les performances du 2 temps sont donc tributaires, au premier chef, de la perfection du balayage; cette perfection s'exprime par le pourcentage d'air pur qui reste enfermé dans le cylindre lorsque les orifices d'admission et d'échappement sont fermés.

L'importance et la difficulté du problème sont confirmées par la pluralité des solutions et l'ardeur de leurs défenseurs respectifs.

Précisons tout de suite que ces solutions se rassemblent en deux grandes classes :

A. Les moteurs dans lesquels le piston contrôle à la fois les instants de début de remplissage et de fin de balayage : moteurs à balayage transversal.
B. Les moteurs dans lesquels les orifices d'admission et d'échappement sont situés aux deux extrémités du cylindre : moteurs à balayage équicourant.

Choix du type de compresseur d'air

Avant d'étudier et de comparer ces solutions, examinons la question de la production de l'air de balayage.

Mentionnons tout d'abord, pour mémoire, le "balayage par le carter" dans lequel le déplacement du piston moteur est utilisé pour

créer dans le carter du vilebrequin une aspiration de l'air atmosphérique puis un refoulement de l'air ainsi emmagasiné. Ce dispositif, incontestablement simple et bon marché est, à l'heure actuelle, pratiquement abandonné car il présente des inconvénients considérables :

- Il provoque une consommation élevée d'huile de graissage, donc un encrassement anormal des lumières d'échappement;
- Il interdit, de ce fait, le graissage sous pression des coussinets, donc limite la puissance par cylindre;
- Il ne permet pas de disposer d'une quantité d'air suffisante pour assurer un balayage correct.

Les compresseurs alternatifs ne sont acceptables que pour les moteurs lents, mono ou bicylindres.

Dans tous les autres cas, c'est-à-dire en fait dans la quasi-totalité des cas, deux types de compresseurs peuvent être envisagés :

a) Le compresseur volumétrique rotatif
b) Le compresseur centrifuge.

La puissance que peut développer un moteur dépend du poids d'air enfermé dans le cycle. Dans le cas d'un 2 temps équipé avec un compresseur volumétrique, la quantité d'air délivré est à peu près proportionnelle à la vitesse de rotation du moteur : l'obtention d'un couple satisfaisant même au service traction ne pose donc pas plus de difficultés que dans le cas d'un 4 temps à aspiration naturelle. Par contre, la caractéristique débit-vitesse d'un compresseur centrifuge est rapidement tombante et est loin de s'adapter aux impératifs d'un service à régimes variables.

Par surcroît, la forme de la caractéristique débit-pression à vitesse constante du compresseur type a) est de beaucoup préférable à celle du compresseur b) puisqu'une augmentation de la contre-pression n'influe que peu sur le débit de a)(fig. V. 5). En conséquence, un moteur 2 temps équipé d'un compresseur volumétrique sera beaucoup moins sensible à un dépôt de calamine à l'échappement que le même moteur équipé d'un compresseur centrifuge de mêmes caractéristiques nominales; la courbe de couple du premier s'en ressentira avantageusement.

Mais, en contrepartie, le compresseur centrifuge est moins volumineux et moins onéreux que le compresseur volumétrique : finalement il sera fréquemment préféré, pour les gros moteurs, et ce d'autant mieux que ces moteurs développent moins de chevaux au litre de cylindrée et, par surcroît, connaissent moins que les autres les variations de régime.

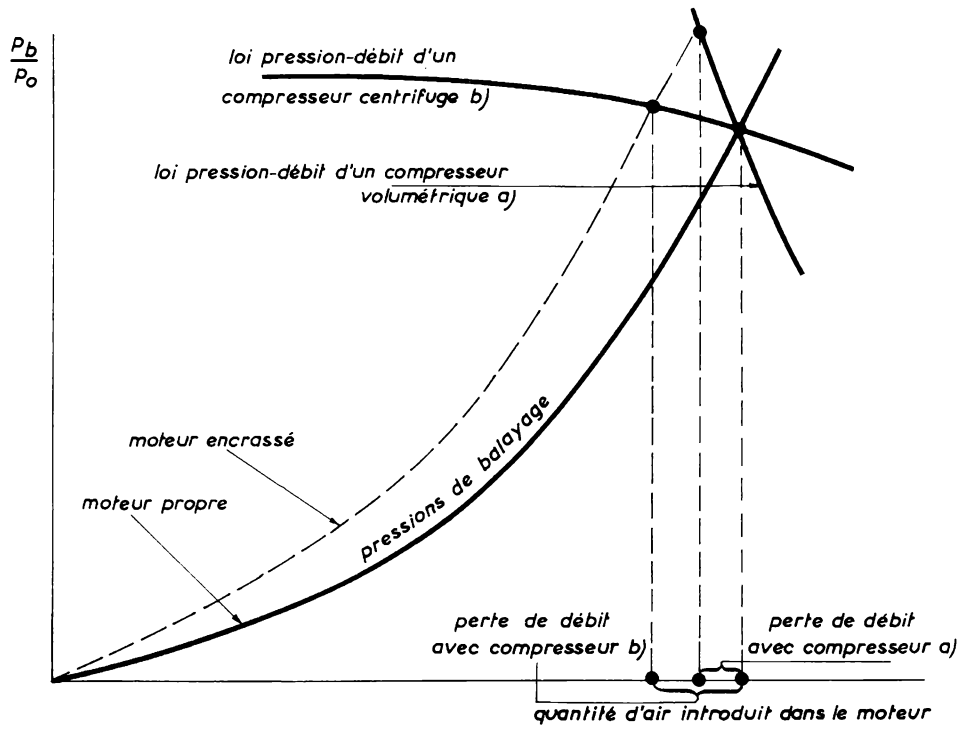


Fig. V. 5. - Comparaison des caractéristiques débit-pression d'un compresseur volumétrique et d'un compresseur centrifuge.

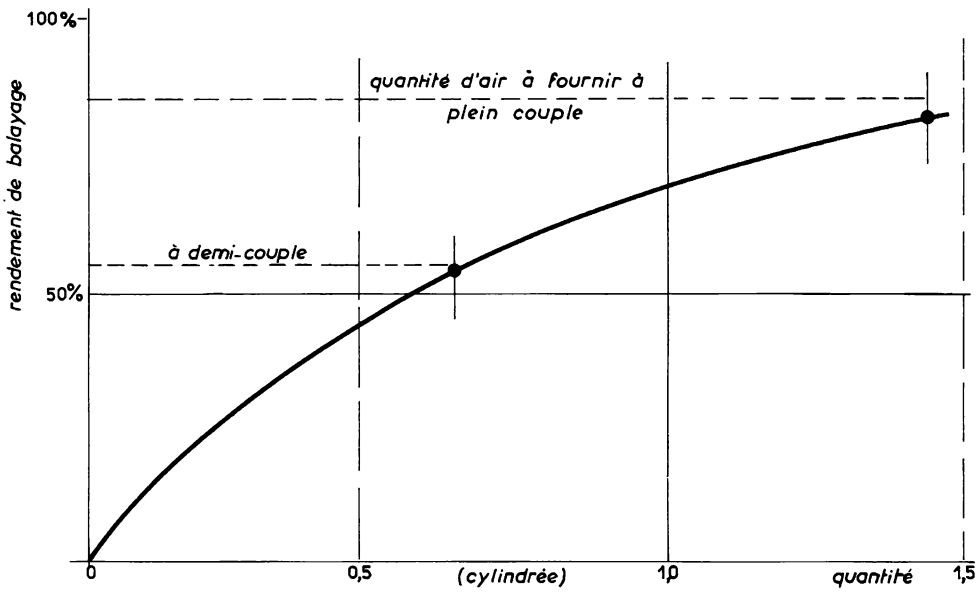


Fig. V. 6. - Quantité d'air de balayage conduisant au même excès d'air de combustion à vitesse de rotation constante.

(d'après LIST - S. A. E. - Document 855)

Précisons, sans plus tarder, que si le moteur est appelé à fonctionner fréquemment et d'une façon soutenue à vitesse nominale et à couple partiel (cas des moteurs de traction) il est recommandé de réduire la consommation spécifique de combustible à ce régime; il importe pour cela de chercher à proportionner la quantité d'air délivré sous pression à la quantité de combustible brûlé. La figure V.6 souligne combien importante peut être cette réduction. On peut évidemment interposer un réducteur à deux étages de vitesse entre moteur et compresseur; mais cette solution est chère et l'on préfère généralement recycler une partie de l'air sortant du compresseur. Si le bypass de recyclage possède un dispositif de réglage de la section de passage - fonction de la quantité de combustible introduit dans le moteur - tel que cette section soit égale, à chaque instant, à l'orifice fournissant au moteur la quantité d'air requise pour le balayage et la combustion, le débit d'air sortant du compresseur se subdivisera en deux courants égaux. Dans le cas d'un compresseur volumétrique, la pression de balayage à demi-couple tombera au quart de la pression nominale et la puissance absorbée par le compresseur subira un abattement égal; ce gain de puissance se traduira par une appréciable réduction de la consommation de combustible (fig. V. 7). Notons qu'avec un changement de vitesses le gain de puissance passerait des 3/4 aux 7/8 : le peu d'importance de ce gain supplémentaire ne justifie pas l'investissement d'un changement de vitesses. Dans le cas d'un compresseur centrifuge, le gain de puissance ne serait que la moitié de la puissance absorbée au régime nominal.

Choix du mode de balayage

Si l'on considère la puissance totale en service, le premier rang revient probablement au balayage équicourant, du fait essentiel que la General Motors, à elle seule, a produit plus de 100 000 000 de chevaux Diesel en moteurs à balayage équicourant.

Si l'on considère le nombre de moteurs en service, il est possible que le premier rang échoit au moteur à balayage transversal.

Il est difficile de fixer si le choix du type de balayage repose plutôt sur des motifs historiques que sur des raisons techniques.

A. Moteurs à balayage transversal

Ce type de balayage offre l'avantage incontestable de la simplicité mécanique.

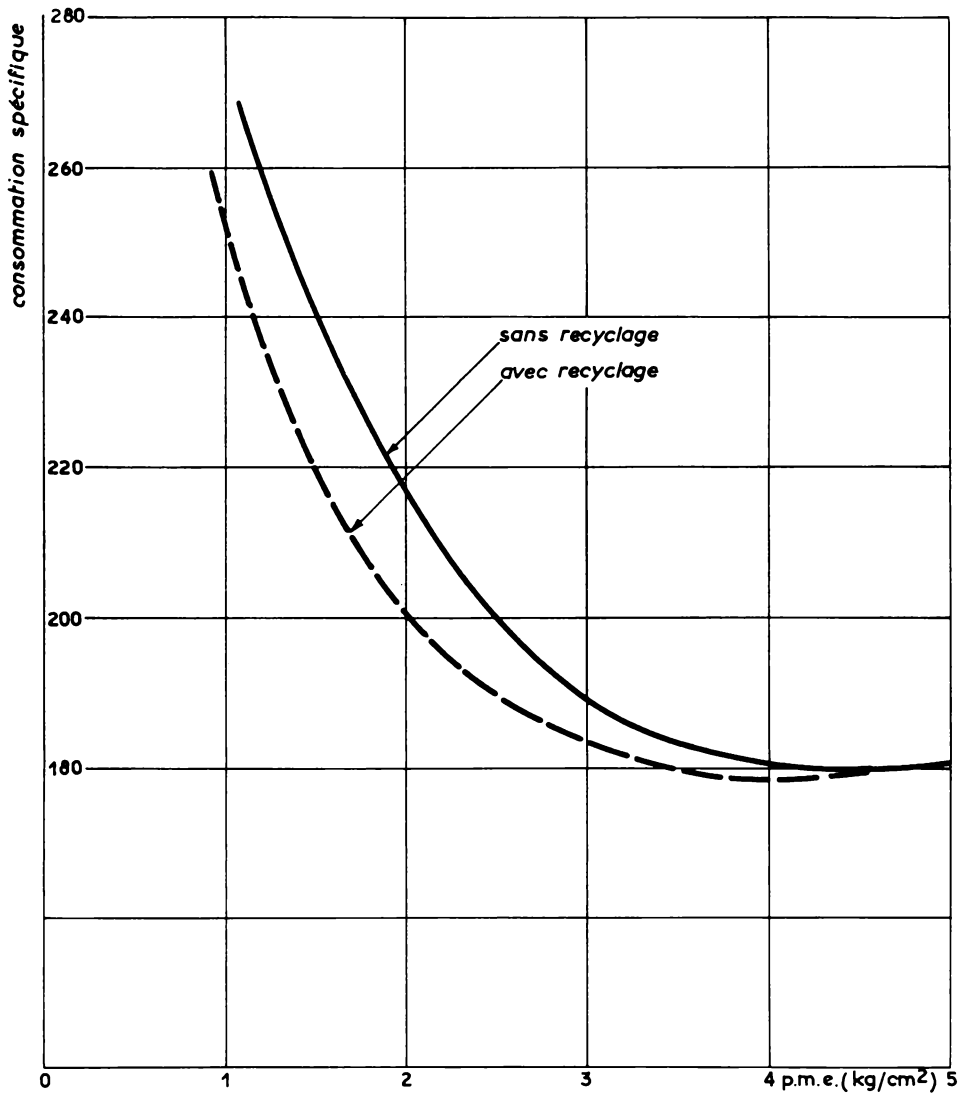
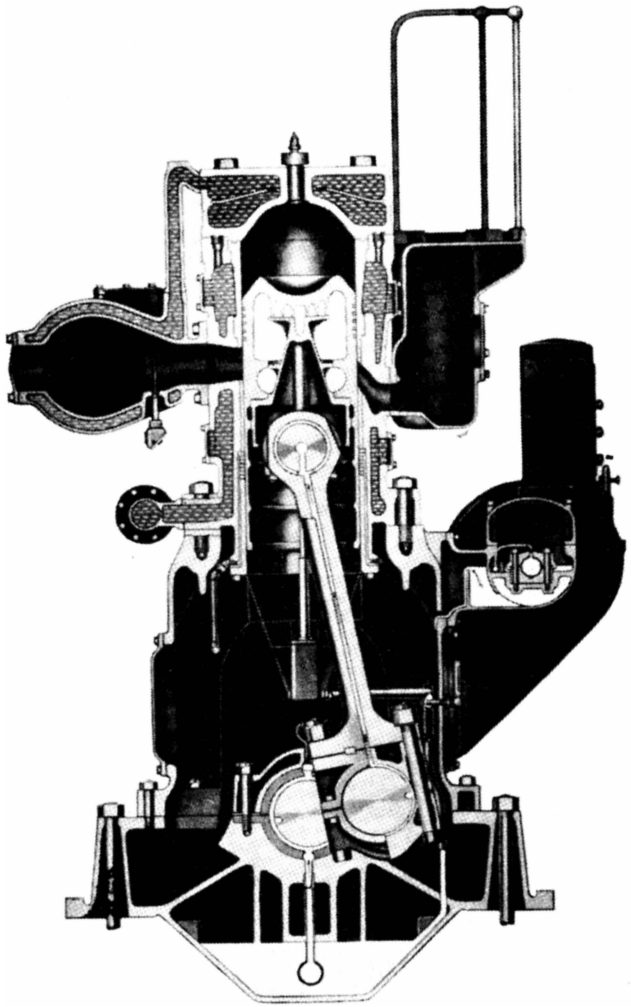


Fig. V.7. - Abaissement de la consommation par recyclage partiel de l'air comprimé.



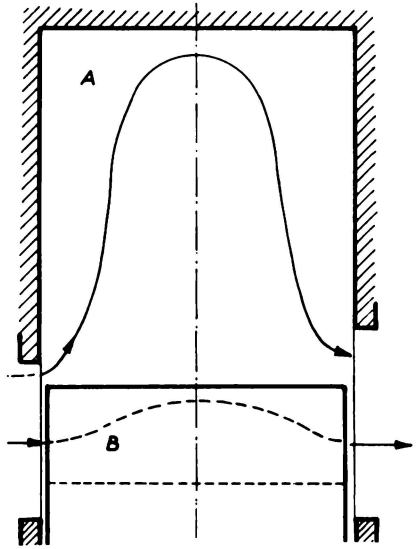


Fig. V. 8 a. - Balayage transversal en dôme.

Fig. V. 8 b. - Balayage transversal en dôme avec piston déflecteur.

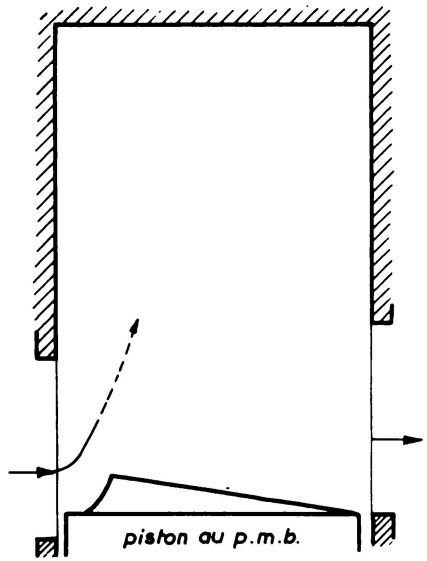


Fig. V. 8 c. - Moteur à balayage transversal en dôme.
D = 406 mm C = 508 mm
N = 400 tours par minute.
(extrait du Diesel Engine Catalog)

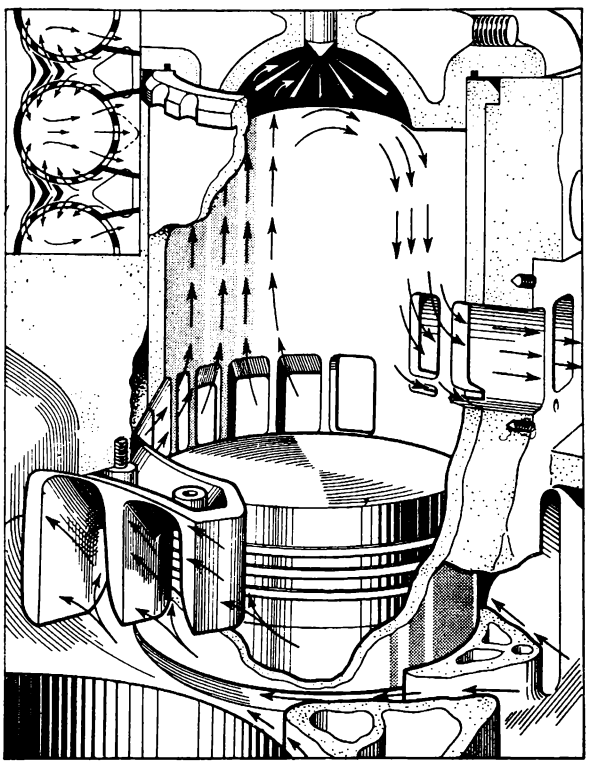


Fig.V. 9 a.- Balayage transversal en boucle

(document Napier)

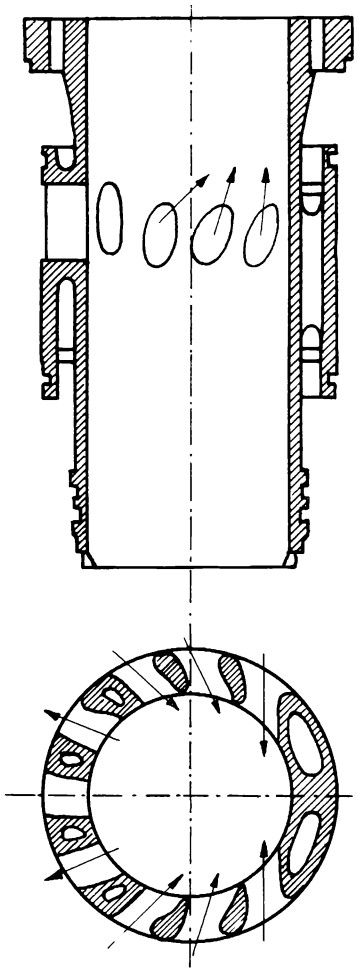


Fig. V. 9 b. - Balayage transversal en boucle.

(d'après LIST Fisita - 1958)

α) Balayage transversal en dôme

Les lumières d'admission et les lumières d'échappement (en général plus hautes que les premières) sont diamétralement opposées (fig. V. 8 a, b, c).

Lorsque le piston descendant commence à découvrir les lumières d'admission, les lumières d'échappement sont déjà ouvertes et l'air frais, suivant les surfaces, parcourt effectivement un trajet en forme de dôme (courbe A), mais, dès que le piston a découvert le tiers environ des lumières d'admission, l'air de balayage a tendance à passer directement des lumières d'admission aux lumières d'échappement (courbe B) sans opérer de balayage sérieux dans le haut du cylindre. Pour forcer l'air vers le haut, certains recommandent de prévoir un piston dont la tête est pourvue d'un déflecteur à bord franc, le bas des lumières d'admission se trouvant alors légèrement en dessous du P. M. B. (fig. V. 8 b).

β) Balayage transversal en boucle (fig. V. 9 a, b)

Les lumières d'admission débouchent bilatéralement par des canaux inclinés à 45° dans un plan perpendiculaire à l'axe. Les lumières d'échappement se trouvent réunies dans l'angle formé par les canaux d'admission. La qualité du balayage est meilleure que dans la version α.

B. Moteurs à balayage équicourant

Ce type de balayage permet l'obtention de performances plus brillantes, mais il est mécaniquement plus compliqué.

Il est réalisé en deux versions :

α) Par soupapes d'échappement (fig. V. 10 a à d)

Les lumières d'admission sont placées en bas de cylindre; les soupapes d'échappement commandées par arbre à cames sont situées dans la culasse. Nous retrouvons donc la complication structurale et les sujétions d'entretien du moteur 4 temps avec des accélérations de soupapes encore plus sévères et des ressorts de rappel encore plus énergiques.

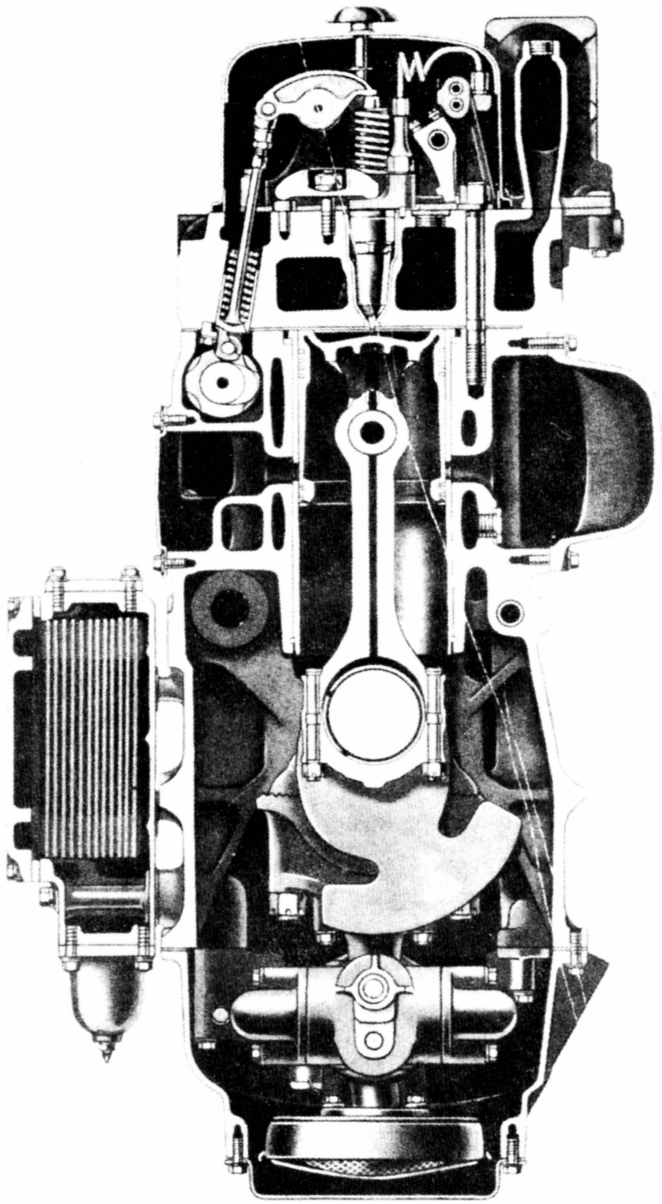


Fig. V. 10 a. - Moteur à balayage équicourant par soupape d'échappement (coupe transversale d'un moteur de 127 d'alésage et 142 de course).
(document General Motors)

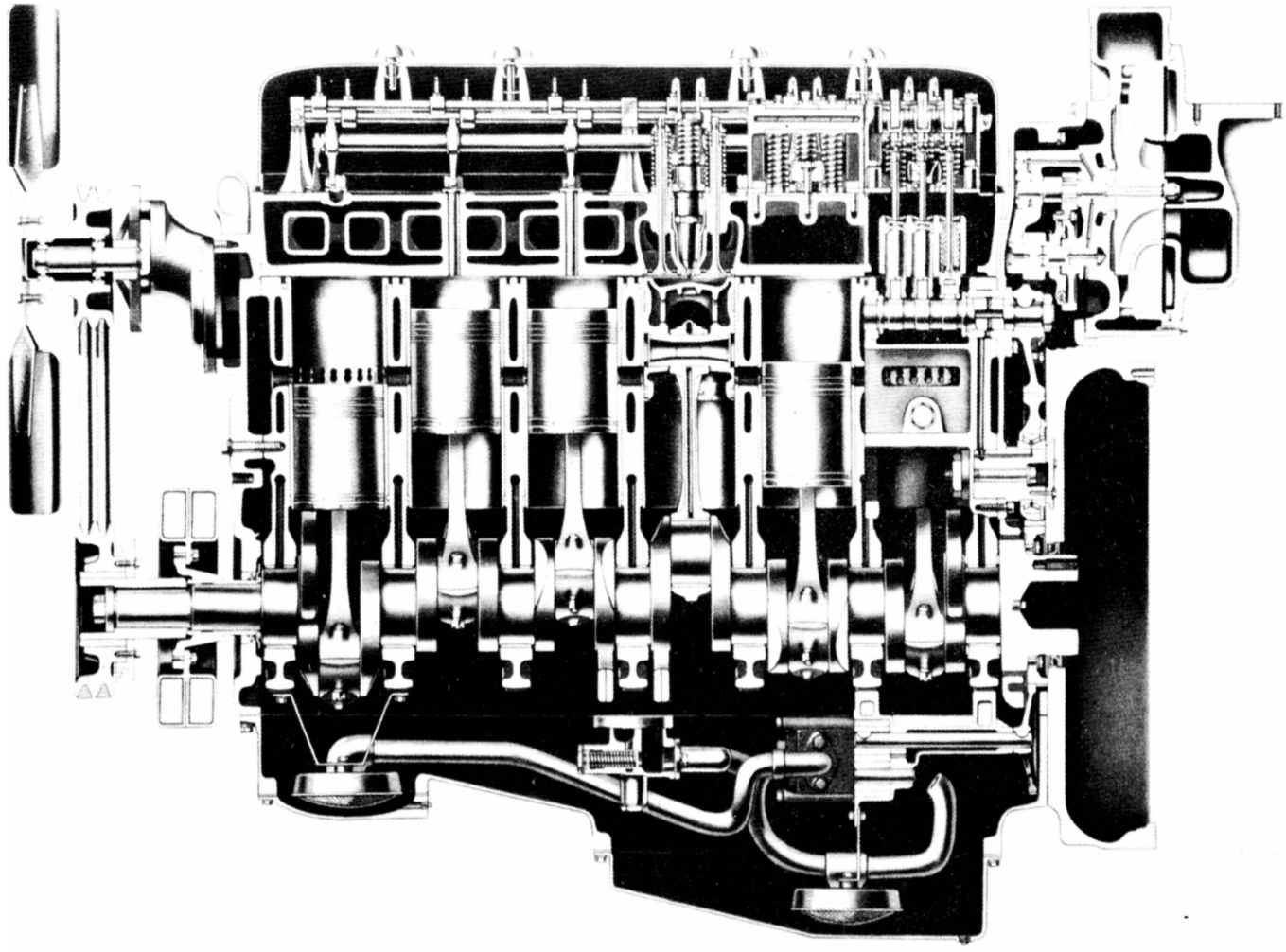


Fig. V. 10b. - Moteur à balayage équicourant par soupapes d'échappement (coupe longitudinale. Alésage 127. Course 142).

(document General Motors)

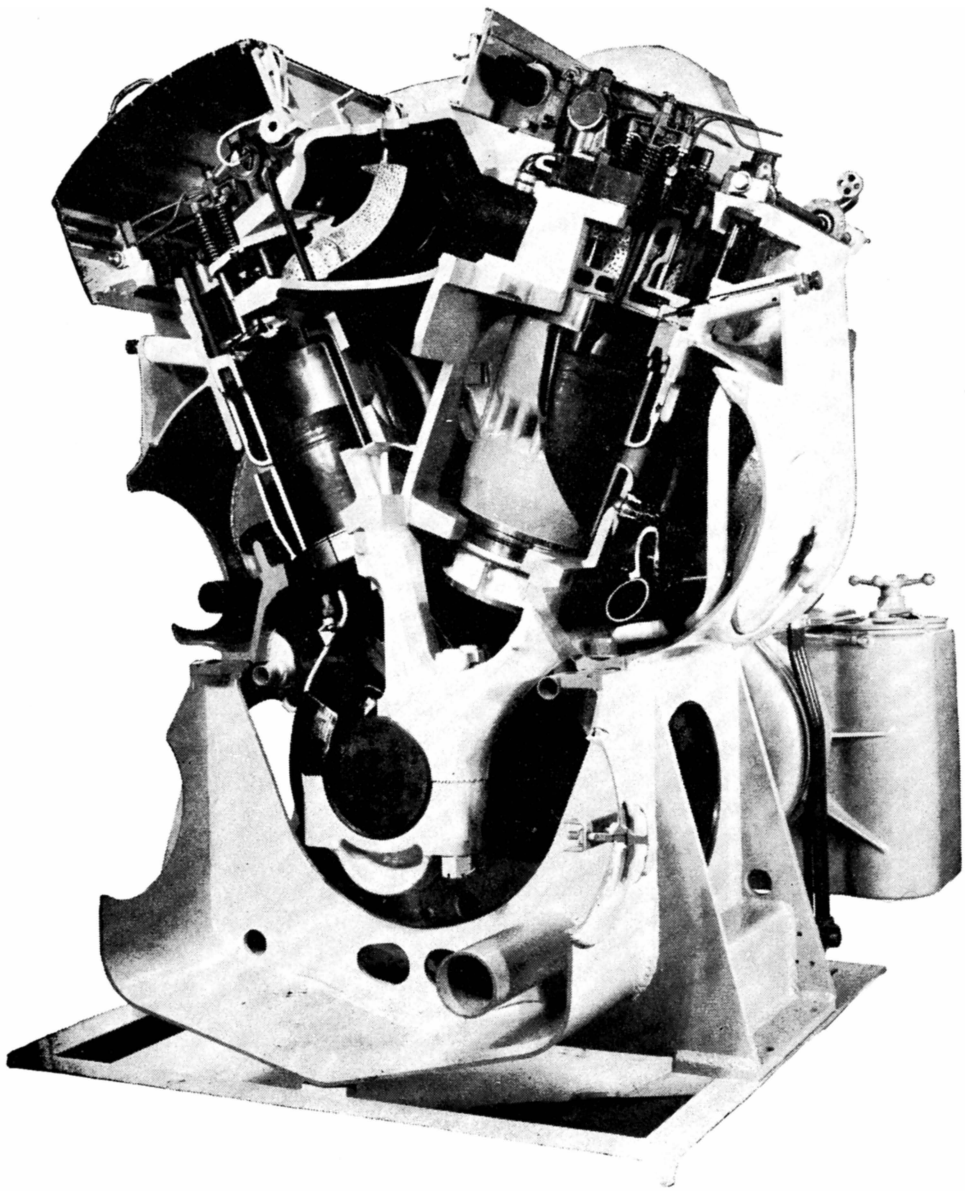


Fig. V. 10 c. - Moteur 2 temps à balayage équicourant par soupapes d'échappement. Coupe. (Alésage : 216. Course : 254. Vitesse de rotation : 800 tr/mn). (Puissance : 100 ch par cylindre en version non suralimenté).
(document General Motors)

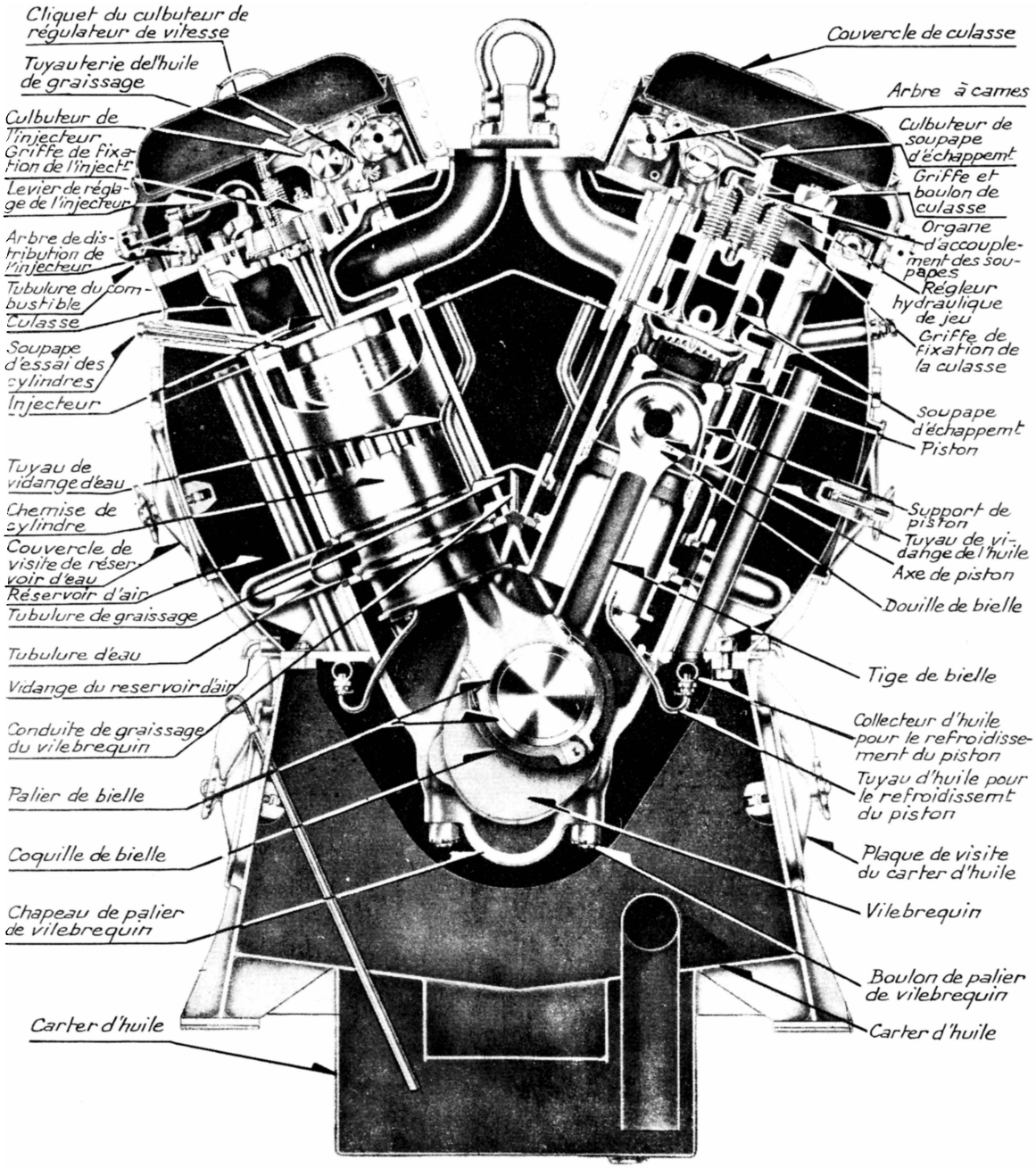


Fig. V. 10 d. - Même moteur qu'en V. 10 c. mais version antérieure.
(document General Motors)

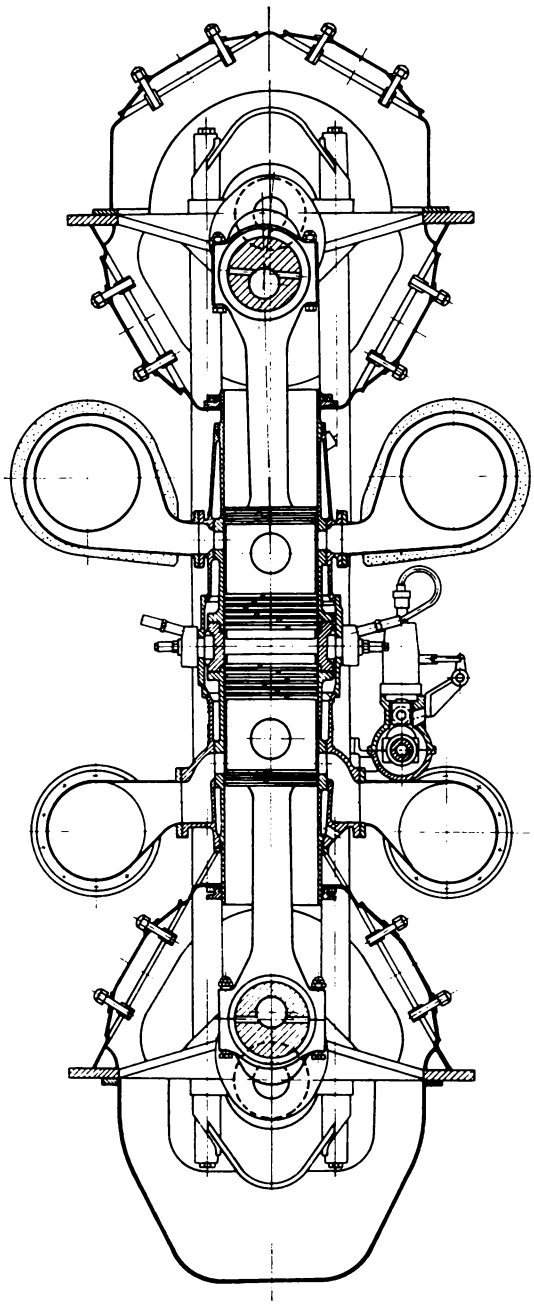


Fig. V. 11 a. - Coupe transversale d'un moteur à pistons opposés.
D = 185 C = 2 x 230 N = 1 000 tours par minute
Puissance par cylindre = 310 chevaux (suralimenté).
(d'après JOHANSSON - CIMAC - 1957)

β) Par pistons opposés (fig. V. 11 a à h)

Deux pistons opposés contrôlent l'un les lumières d'admission, l'autre les lumières d'échappement situées de part et d'autre de l'injecteur placé en milieu de chemise. Chaque piston est attelé à un vilebrequin. La liaison par engrenages entre les vilebrequins est délicate et s'avère être le principal écueil de ce type de moteurs.

Il est possible de combiner géométriquement les vilebrequins en les plaçant au sommet d'un polygone dont les côtés sont constitués par les chemises.

Discussion du choix du type de balayage

Le problème majeur est dans tous les cas de remplacer les gaz brûlés contenus dans le cylindre par de l'air frais et ce en un temps très court. Cette opération se présente sous deux aspects fondamentaux :

1. Celui du processus dynamique du transvasement du flux gazeux sous l'effet :
   De la détente des gaz brûlés dans l'échappement
   De la pression de l'air frais
   Du mouvement du piston
2. Celui du balayage dans le cylindre des gaz brûlés par de l'air frais destiné à la combustion

auxquels il faut adjoindre l'aspect complémentaire du processus du double échange thermique par lequel de la chaleur est cédée des gaz chauds aux parois du cylindre et ensuite de la chaleur est cédée par les parois à l'air frais.

1) Considérons, avec Hans List, un moteur 2 temps deux cylindres 1 et 2 muni d'un réservoir-tampon contenant l'air frais sous pression et d'une capacité d'échappement évacuant à l'atmosphère (fig. V. 12).

Dès que le segment de tête du piston découvre les lumières d'échappement - ou dès que les soupapes d'échappement s'entrouvrent - un flux de gaz chauds sous pression s'échappe et une onde de pression parcourt le collecteur d'échappement, puis la capacité avant de s'évanouir dans l'atmosphère.

Lorsque les lumières d'admission se découvrent, il règne encore une certaine pression dans le cylindre et deux éventualités se présentent :

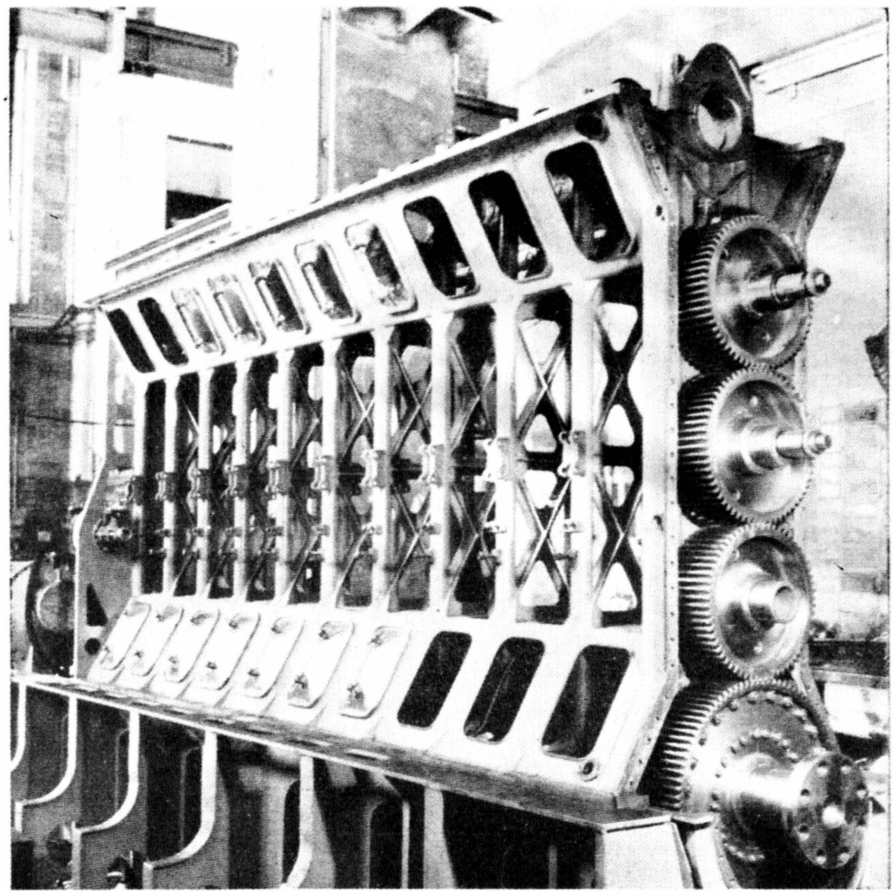
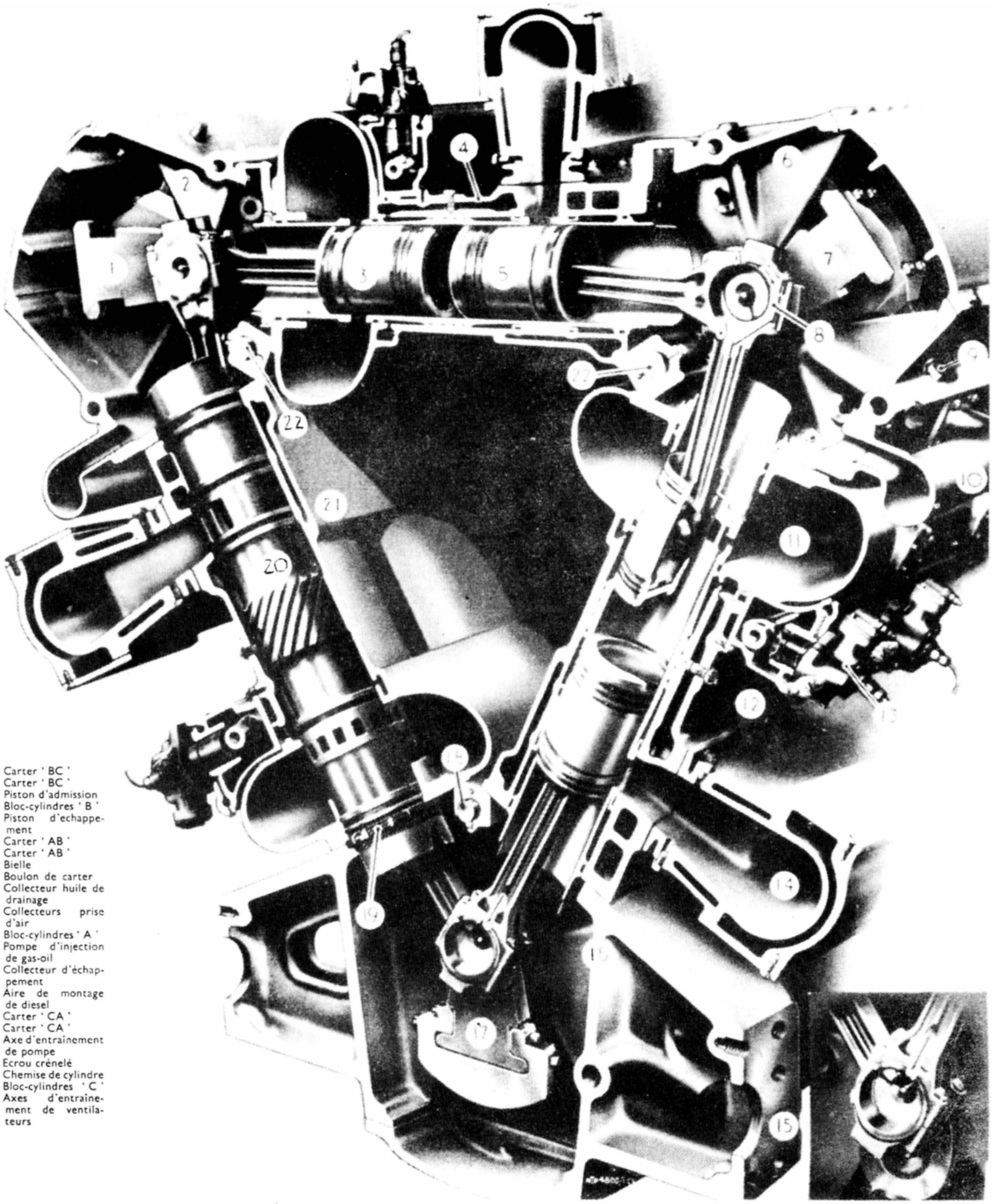


Fig. V. 11b. - Bâticylindres nu du moteur précédent.



1. Carter ' BC '
2. Carter ' BC '
3. Piston d'admission
4. Bloc-cylindres ' B '
5. Piston d'echappement
6. Carter ' AB '
7. Carter ' AB '
8. Bielle
9. Boulon de carter
10. Collecteur huile de drainage
11. Collecteurs prise d'air
12. Bloc-cylindres ' A '
13. Pompe d'injection de gas-oil
14. Collecteur d'échappement
15. Aire de montage de diesel
16. Carter ' CA '
17. Carter ' CA '
18. Axe d'entrainement de pompe
19. Ecrou crénelé
20. Chemise de cylindre
21. Bloc-cylindres ' C '
22. Axes d'entrainement de ventilateurs

Fig. V. 11c. -

(document Napier)

Alésage = 130. Course = 184.
Puissance continue = 315 ch à 1700 tr/mn.

Alésage	130
Course	184 x 2
Cylindrée totale	88,3 litres
Cylindrée effective	86,9 litres
Puissance (12 h - conforme à norme BSS 649 : 1949)	1 650 ch
Régime	1 500 tr/mn
Pression moyenne effective	5,65 kg/cm^2
Vitesse de piston	9,30 m/s
Cylindrée totale minute	130 m^3/mn
Pression de balayage au régime nominal	0,3 kg/cm^2
Contre-pression à l'échappement	0,035 kg/cm^2
Rapport de compression volumétrique effectif	15,1
total	19,26
Rapport de détente	13,1
Poids du moteur sec (avec collecteur échappement)	4 tonnes
Poids d'eau	160 kg
Poids d'huile	40 kg
Longueur hors-tout	3 m
Largeur hors-tout	1,90 m
Hauteur hors-tout	2,15 m
Consommation de gas-oil au régime nominal (gas-oil à 4 % de cétane - à 10 250 cal/kg)	165 g/ch.h
Huile de graissage	T 30 Rotella
Température d'huile à l'entrée	50° C
Température d'huile à la sortie	100° C (max.)
Pression maximale d'huile	5,9 kg
Pression minimale d'huile	5,1 kg
Consommation d'huile	5,7 l/h
Température normale d'eau	80° C
Température maximale d'eau	90° C
Débit d'eau au régime nominal	1 220 l/mn
Augmentation de température à travers le moteur	72° 5 → 80° C
Chaleur dissipée dans l'eau	550 000 kcal/h (335 cal/ch.h
Débit d'huile au régime nominal	240 l/mn
Augmentation température à travers le moteur	50° C → 78° C
Chaleur dissipée par l'huile	174 000 kcal/h (106 cal/ch.h)
Décalage angulaire entre pistons	20 degrés
% d'air utilisé pour balayage	30 %

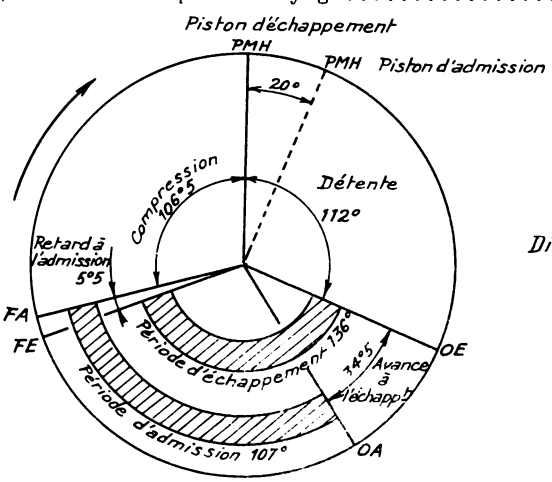


Diagramme de distribution

Fig. V. 11 e. - Caractéristiques du moteur précédent.

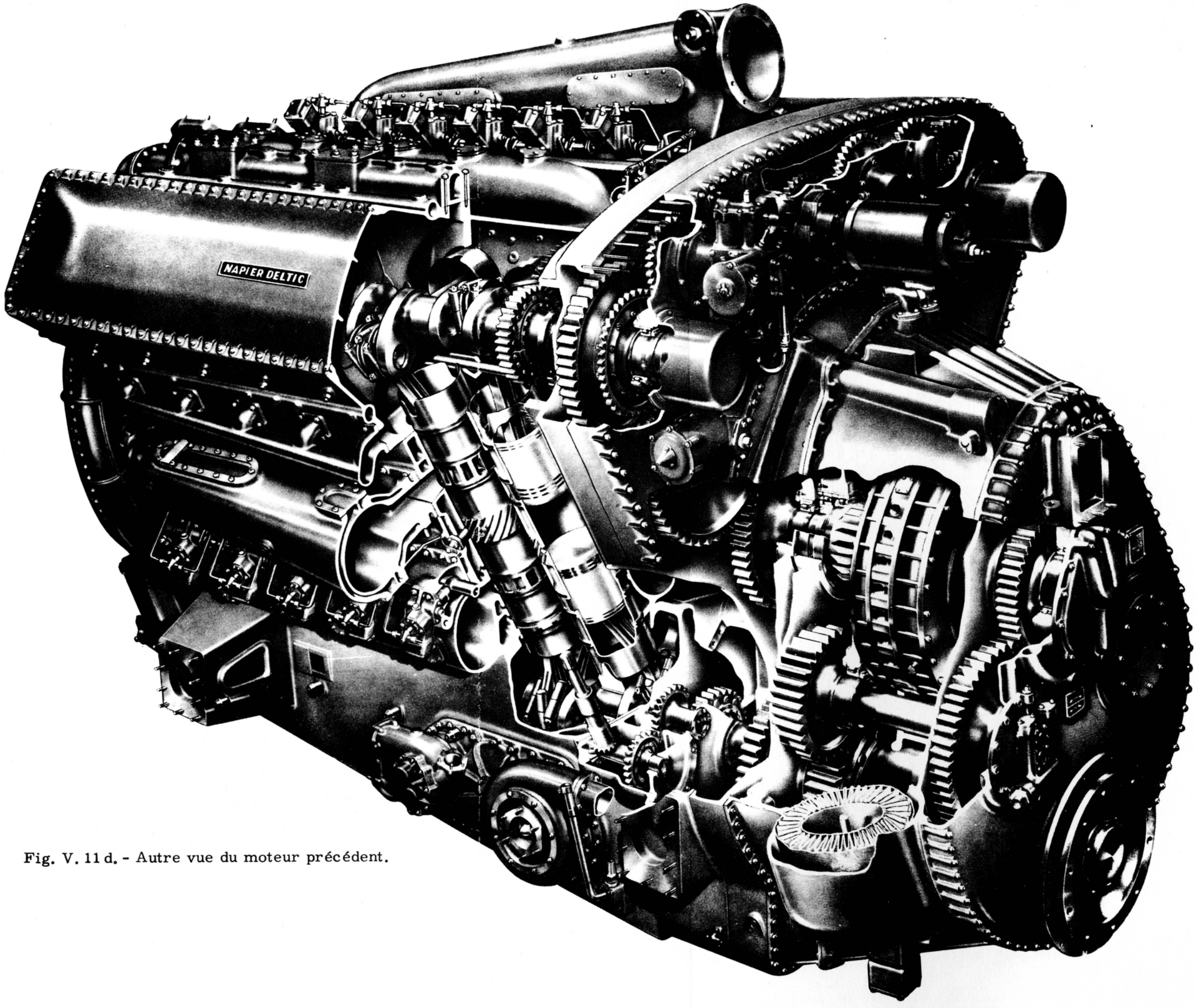


Fig. V. 11 d. - Autre vue du moteur précédent.

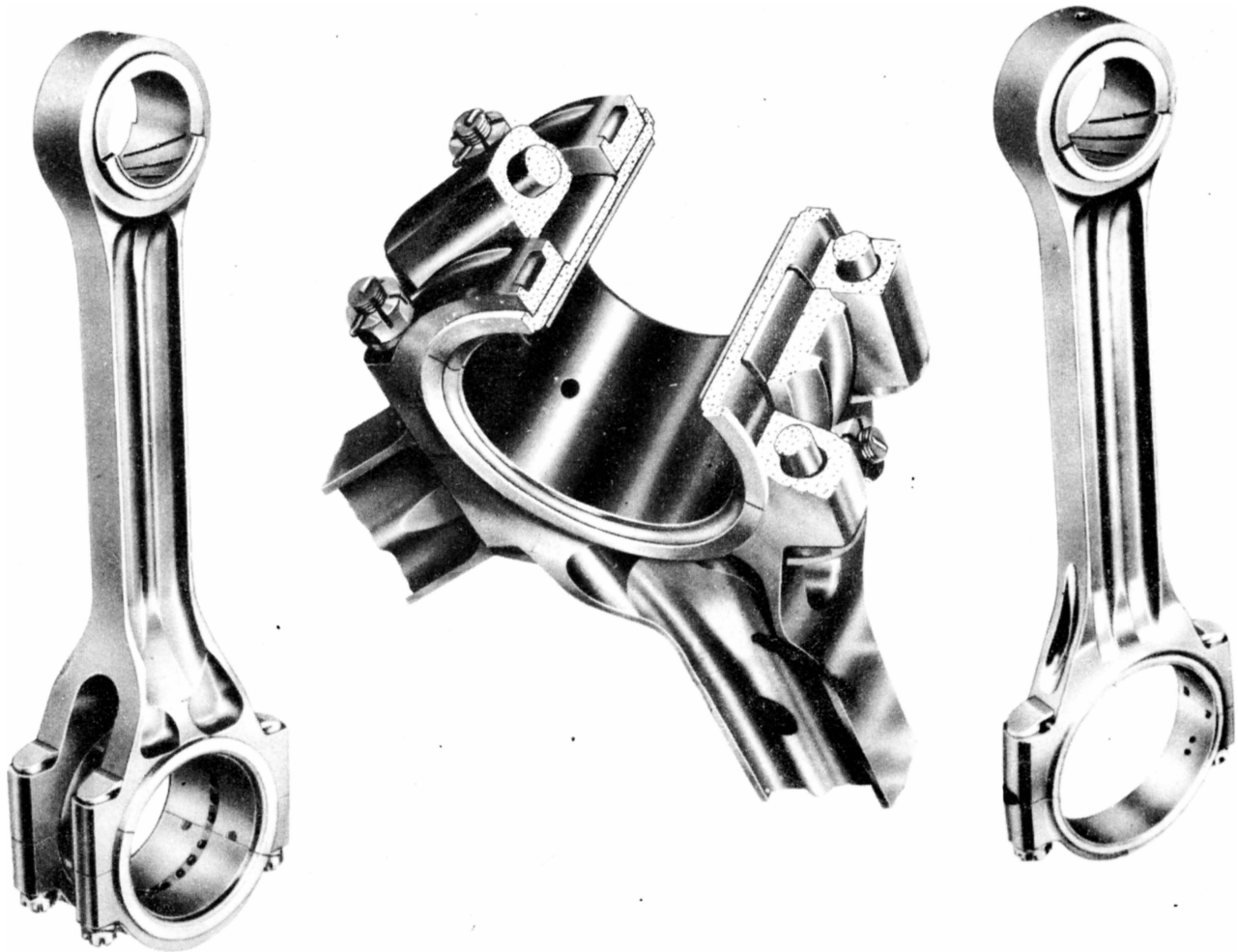


Fig. V. 11f. - Moteur précédent. Détails de l'embiellage à fourche. (document Napier)

Fig. V. 11 g. - Moteur précédent. Détails du piston.
(document Napier)

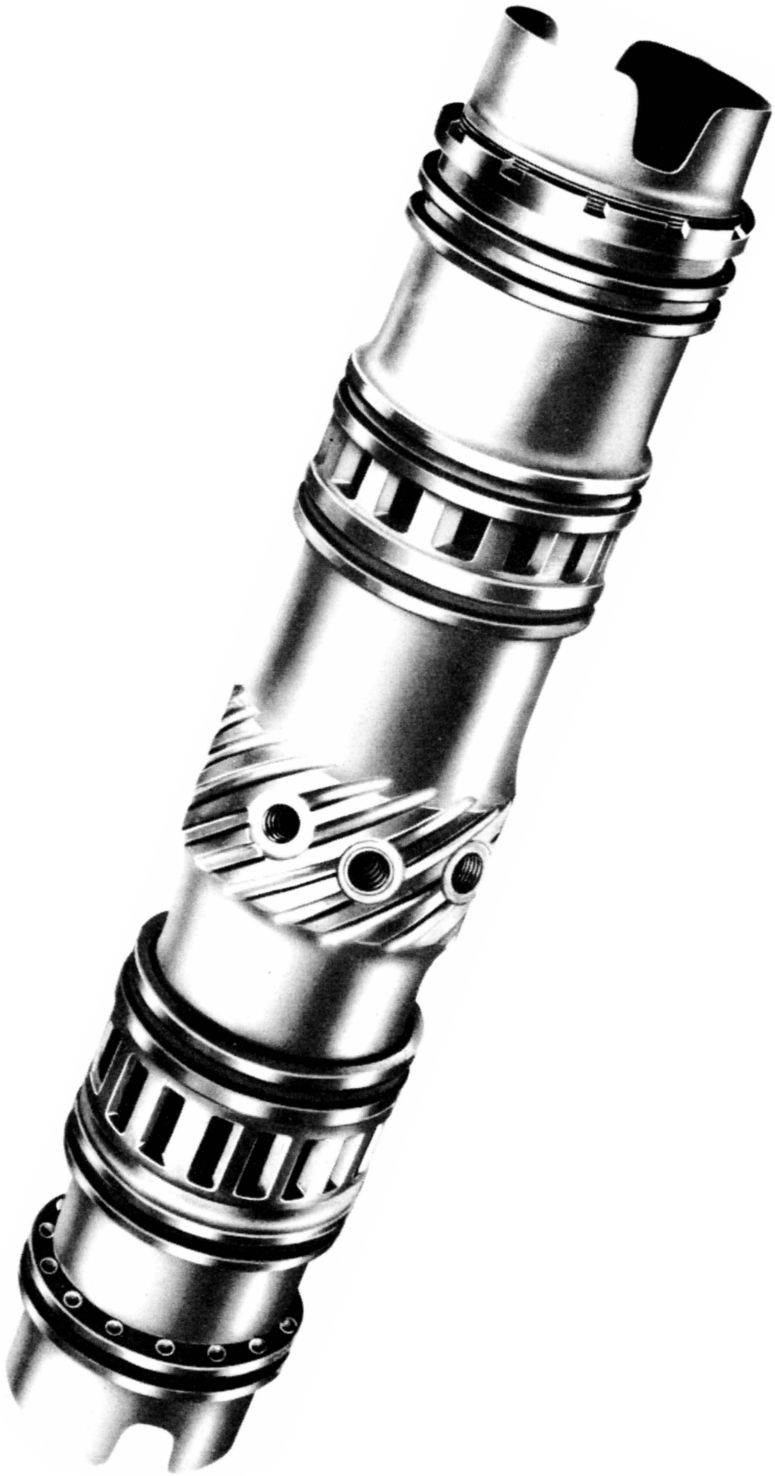


Fig. V. 11 h. - Moteur précédent. La chemise.
(document Napier)

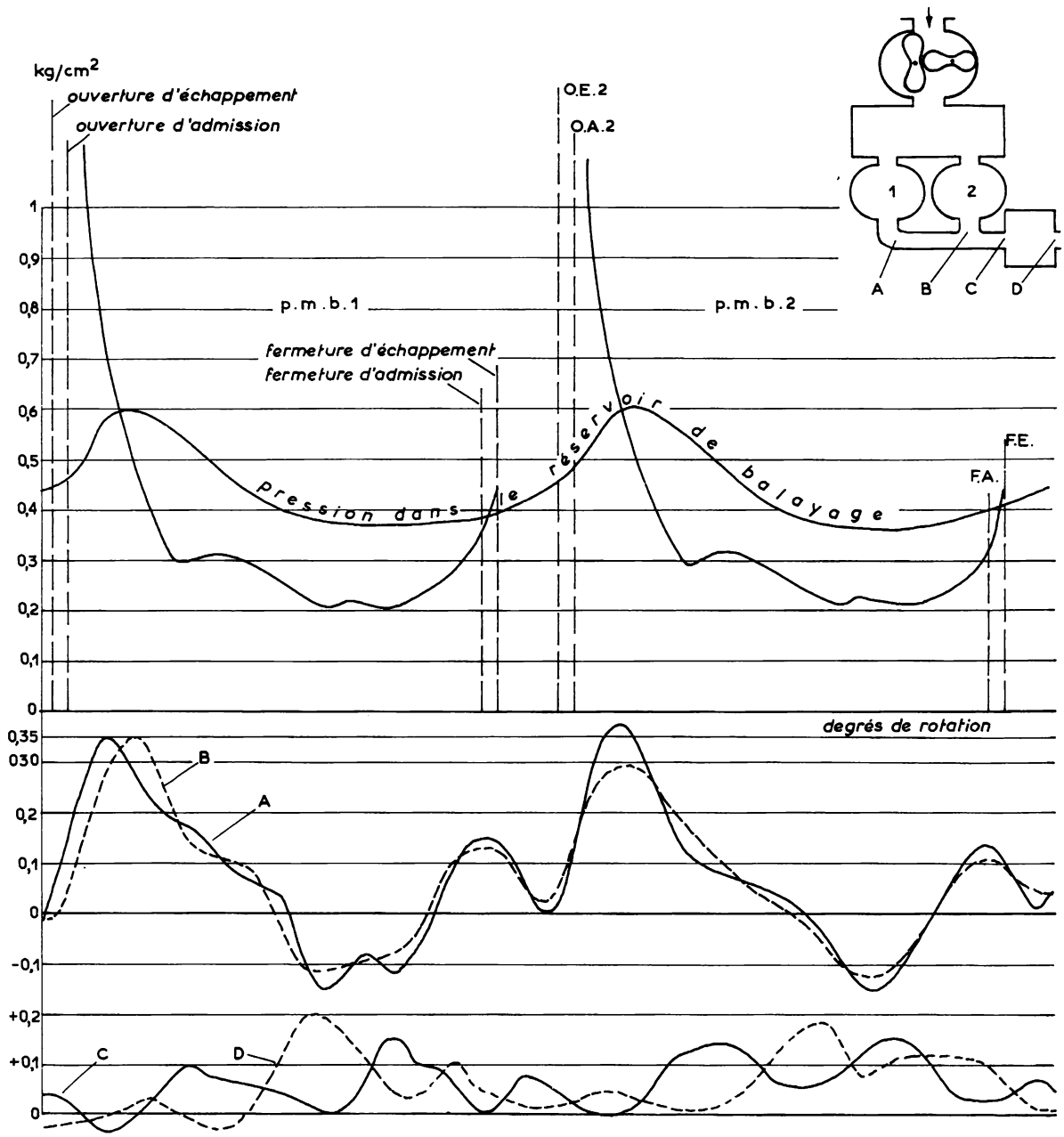
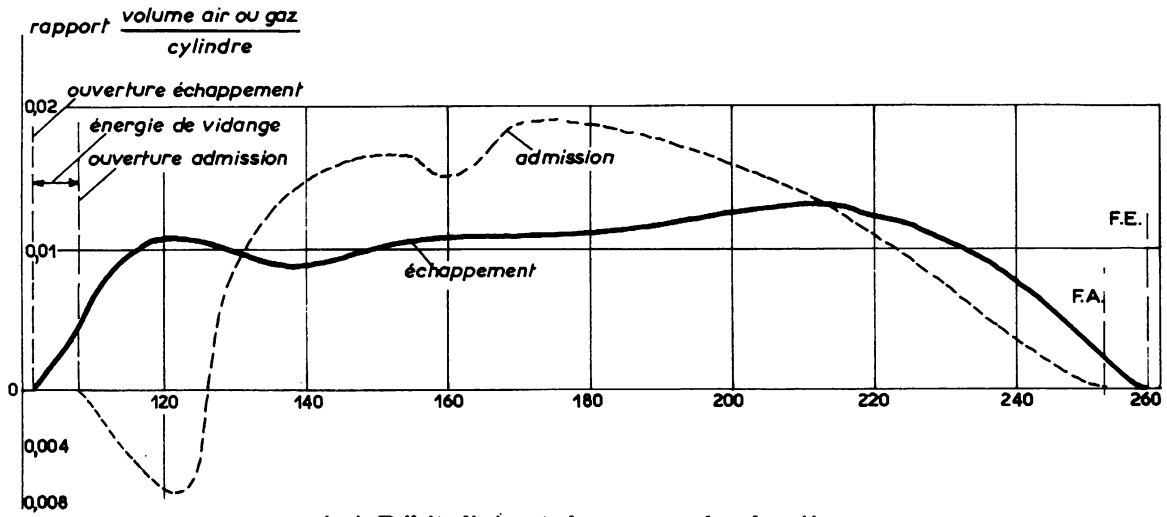
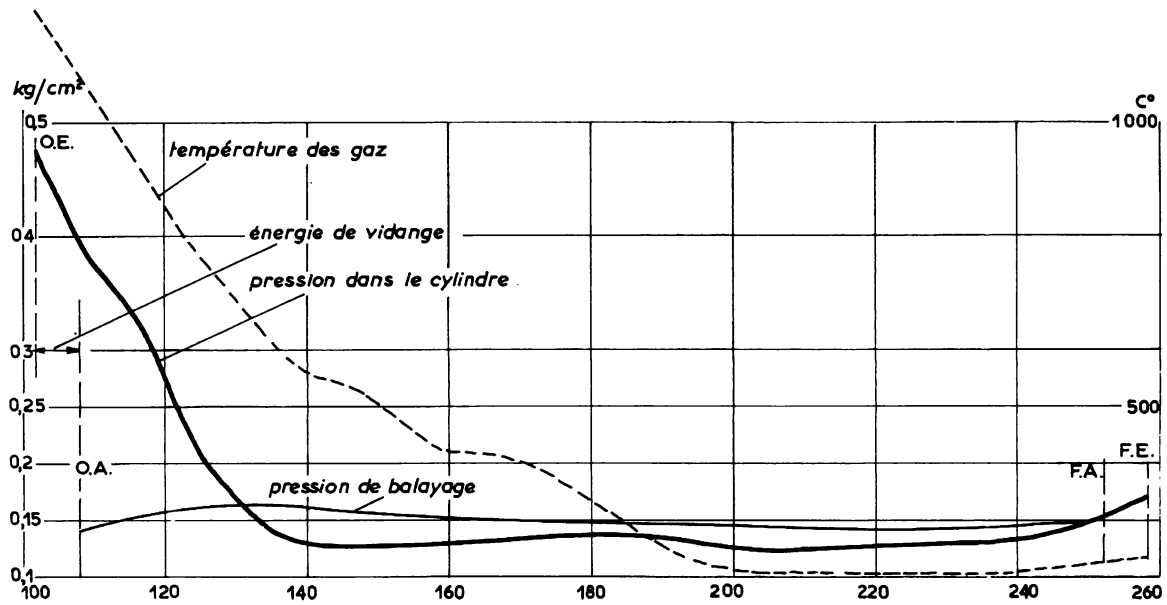


Fig. V. 12. - Graphiques des pressions d'un moteur 2 temps tournant à 2 800 tr/mn, p.m.e. : 4,5. Cylindrée totale : 1,4 l.
(d'après LIST S.A.E. - Doc. 855-1956)



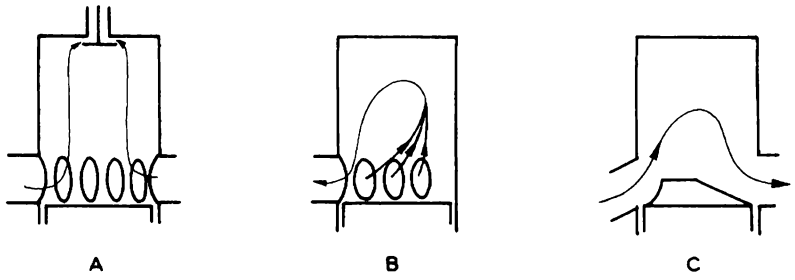
(a) Débit d'air et de gaz par les lumières.



(b) Pression et température régnant dans le cylindre durant le balayage.

Fig. V. 13. - Courbes caractéristiques du balayage d'un cylindre du moteur de la figure V. 12.

(d'après LIST - S.A.E. 1956 - Doc. 855)



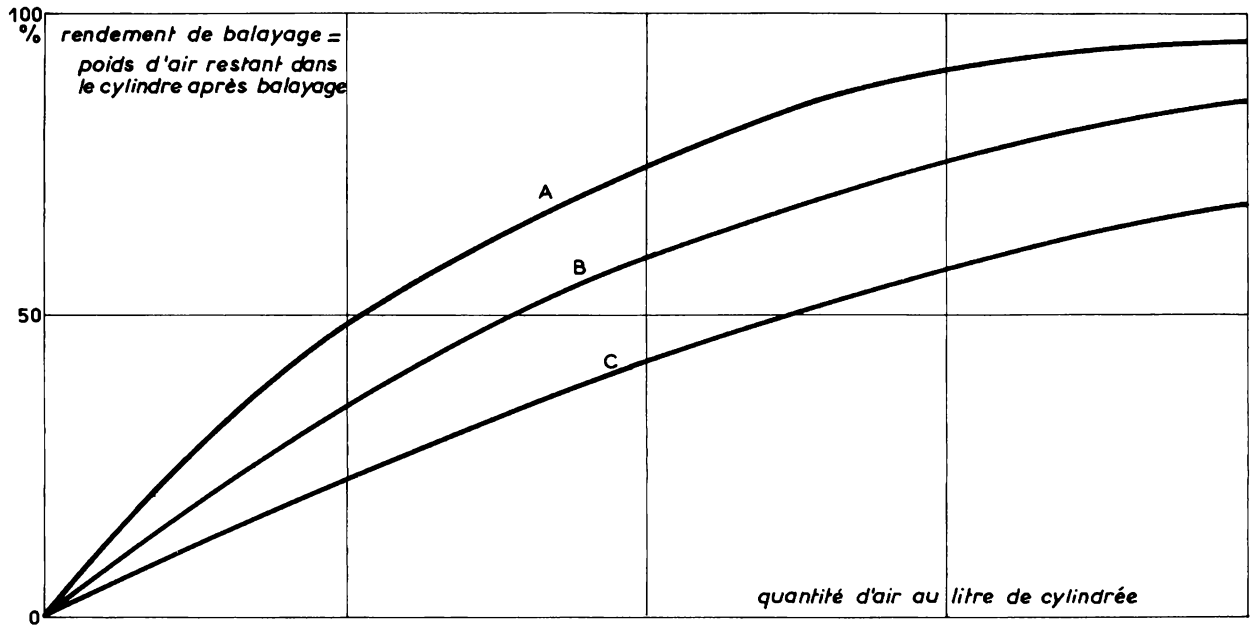


Fig. V. 14. - Rendement de balayage en fonction du type de balayage.
(d'après LIST - FISITA - 1957)

- Ou bien les gaz refluent du cylindre dans le réservoir-tampon
- Ou bien l'air frais pénètre dans le cylindre.

Dans le premier cas - qui est celui envisagé dans la figure V. 12 - la pression dans le réservoir-tampon monte jusqu'à s'équilibrer avec celle régnant dans le cylindre. A partir de cet instant, la direction du flux gazeux au travers des lumières d'admission s'inverse et les gaz retournent dans le cylindre, rapidement suivis par l'air frais : le balayage commence alors. La chute de pression à l'intérieur du cylindre s'adoucit et les fluctuations de pression et de vitesse dans le collecteur d'échappement s'adoucissent (fig. V. 13).

Lorsque le transvasement est terminé - c'est-à-dire lorsque admission et échappement sont fermés - l'air à l'intérieur du réservoir-tampon et les gaz dans le collecteur d'échappement ne regagnent l'état de repos qu'après un certain nombre de fluctuations dont l'amplitude décroît dans le temps, mais qui existent encore lorsque le deuxième (ou le $n^{ième}$) cylindre connaît, à son tour, la succession "ouverture échappement - ouverture admission - balayage ...".

Ces variations de flux, de pression et de vitesse sont justiciables du calcul et il est recommandé de procéder à cette étude avant d'entreprendre la mise au point d'un 2 temps prototype, surtout s'il s'agit d'un polycylindre rapide.

2) L'air frais entrant dans le cylindre en balaie les gaz brûlés suivant un processus que l'on ne peut établir que sur modèle en faisant varier séparément les divers paramètres (forme et inclinaison des lumières, pression d'air ...).

Par rendement de balayage, on entend le pour-cent d'air enfermé dans le cylindre par rapport au volume du cylindre. List a établi empiriquement, pour chaque système de balayage, la quantité d'air frais qu'il faut introduire par litre de cylindrée pour obtenir un rendement de balayage donné (fig. V. 14). On y note la supériorité du système équicourant et l'importance de la disposition des lumières dans le système à balayage transversal.

Lorsqu'on augmente le rapport $\frac{\text{course}}{\text{alésage}}$, la quantité spécifique d'air nécessaire pour obtenir un rendement de balayage donné croît mais cet accroissement est peu important dans le cas du balayage transversal à boucle.

De même, une augmentation de la pression de balayage entraîne

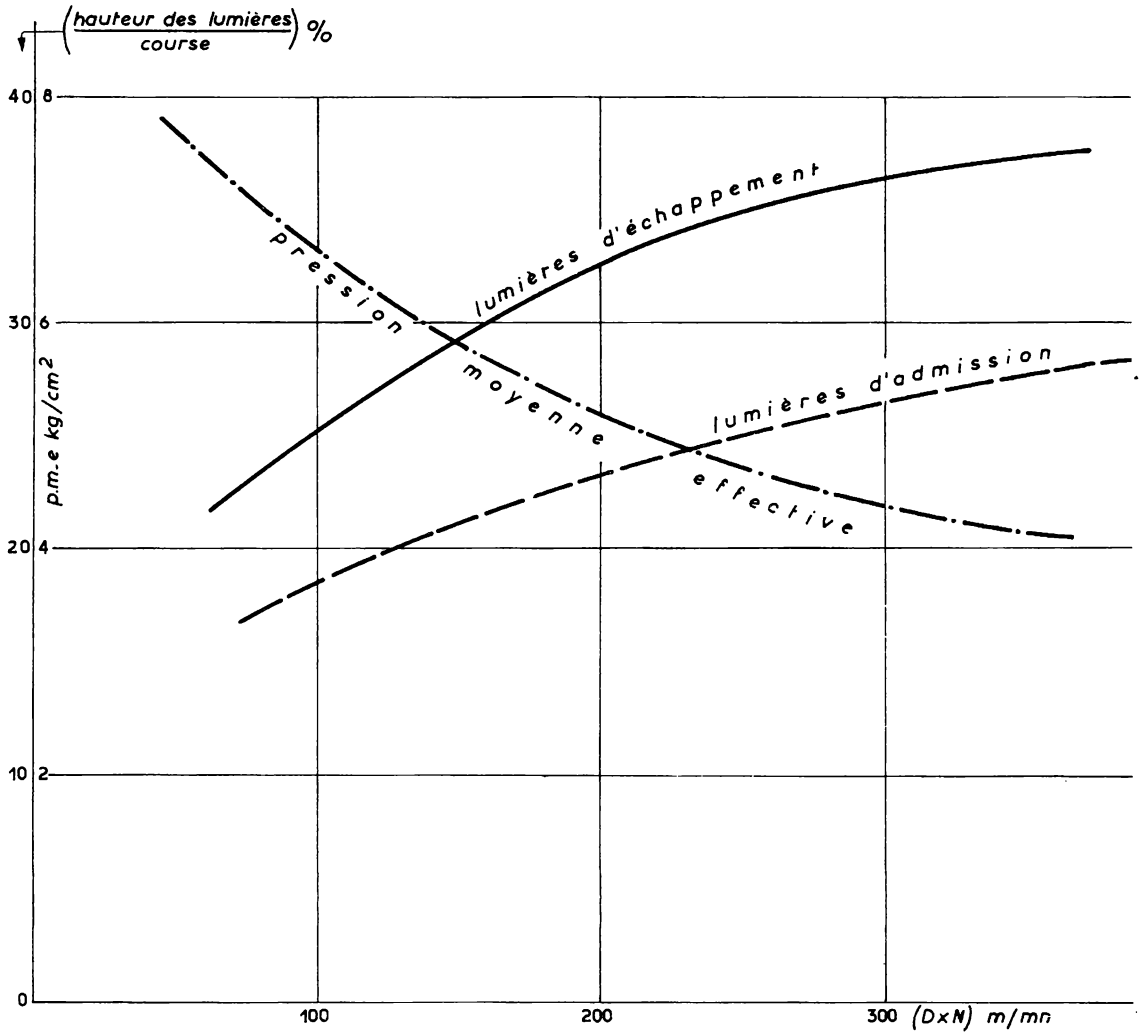


Fig. V. 15. - Influence de la variation de la vitesse de rotation pour un alésage donné sur la hauteur des lumières et la pression moyenne effective.

une augmentation de la turbulence donc une diminution du rendement de balayage.

Enfin, toute augmentation de la vitesse de rotation obère la situation; aussi doit-elle entraîner (fig. V. 15) :

Une augmentation de la hauteur des lumières, donc, puisque la course utile est diminuée,

Une diminution de la p. m. e.

soit, au total, une diminution de la puissance au litre de cylindrée-minute (fig. V. 16) et ce malgré une augmentation de la puissance au litre de cylindrée, laquelle est proportionnelle à (p. m.e. x vitesse de rotation).

Au fur et à mesure que l'on cherche à faire la synthèse de ces considérations, on souscrit de plus en plus aux conclusions de Taylor que "le moteur à balayage équicourant ne présente pas d'avantage sensible sur le moteur à balayage en boucle". Il semble bien que l'image célèbre de la colonne d'air qui, dans le système équicourant, chasserait devant elle les gaz brûlés est probablement imaginaire; d'ailleurs elle postule que l'air de balayage progresse dans le cylindre à une vitesse uniforme,ce qui ne tient pas compte, entre autres facteurs, du frottement de l'air sur les parois et de la présence d'une ouverture d'échappement de surface limitée et d'emplacement particulier. La seule supériorité du balayage équicourant réside dans le fait que les p. m.e. sont plus élevées par suite de l'indépendance des temps d'admission et des temps d'échappement. Mais cette supériorité est acquise au prix d'une complication mécanique non négligeable, entraînant,outre l'augmentation du prix au cheval, une augmentation du poids et du volume du moteur si bien que les puissances massique et volumique des moteurs à balayage en boucle sont souvent supérieures à celles des moteurs à balayage équicourant.

Pour augmenter malgré tout la puissance au litre des moteurs à balayage transversal, certains ont décomposé les lumières d'échappement en deux zones dont l'une, ouverte au début de l'échappement est obturée lorsque le piston est au point mort bas; ainsi l'énergie de vidange est utilisée pour améliorer le transvasement alors que la diminution de la section d'échappement améliore le rendement de balayage. Mais l'application à des moteurs rapides de cette solution qui nécessite la présence d'un système obturateur commandé implique le contrôle de l'onde réfléchie, condition d'autant plus difficile à respecter que le moteur tourne plus vite.

Un certain nombre de constructeurs de moteurs à balayage transversal se sont efforcés d'utiliser directement l'énergie de vidange.

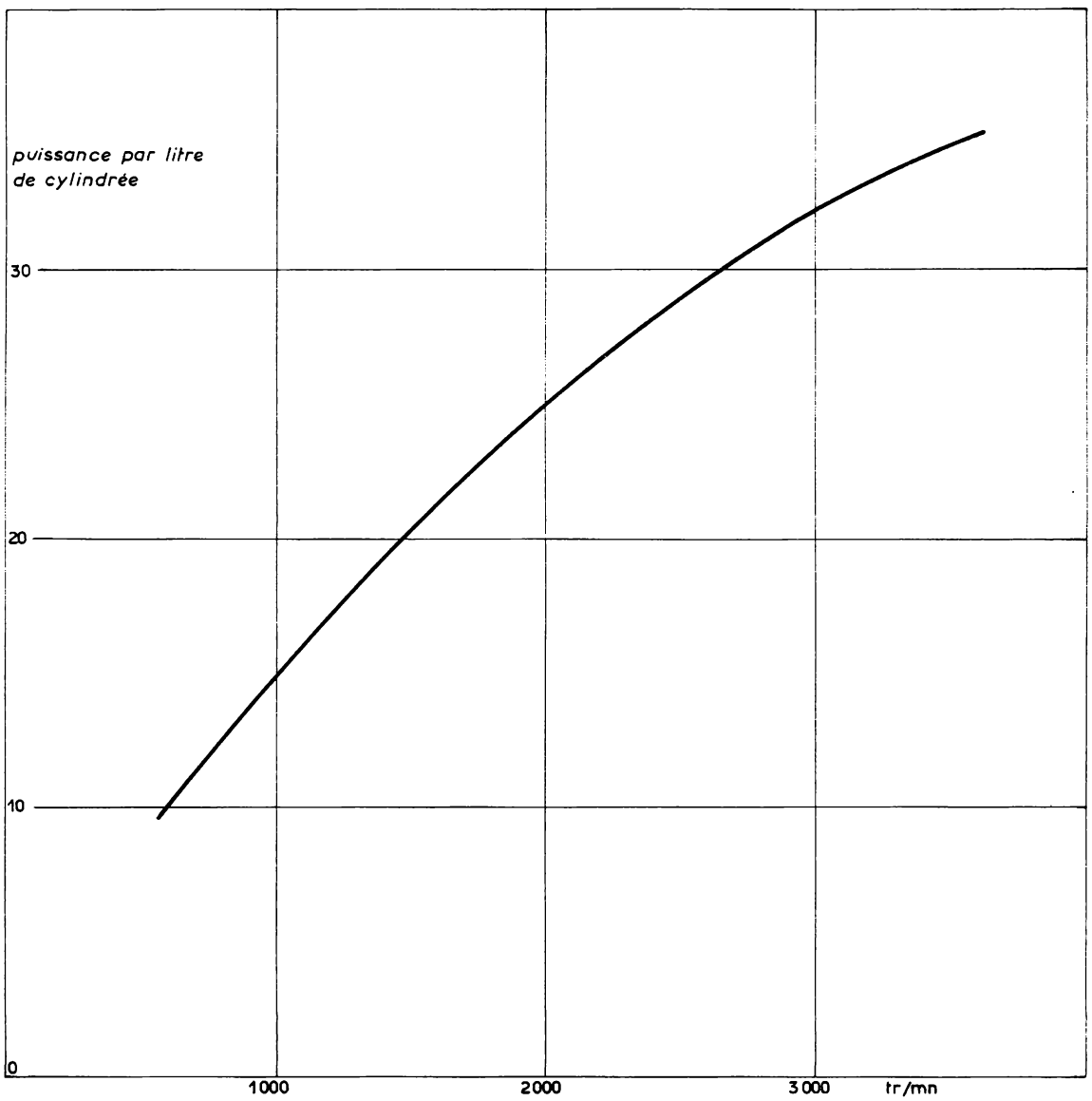


Fig. V. 16. - Puissance au litre de cylindrée en fonction de la vitesse de rotation (moteur à balayage en boucle de 85 mm d'alésage).

Par l'effet Kadenacy, on a cherché à provoquer un vide partiel au dehors des lumières, accélérant ainsi la vidange des gaz et améliorant le rendement de balayage; il semble que l'augmentation du rendement global du moteur qui devrait s'ensuivre ne serait appréciable que lorsque le moteur tourne à un régime bien déterminé et que, même alors, les gains de puissance ou de consommation seraient peu accusés lorsque le moteur a été correctement étudié.

Un constructeur anglais utilise différemment les bouffées d'échappement : ayant constaté que celles-ci provoquent dans le collecteur une onde se déplaçant avec une célérité de l'ordre de 400 à 450 m/s (que l'on peut d'ailleurs calculer : $a = \sqrt{g \frac{E}{d}}$), il a dimensionné son collecteur de telle sorte que l'onde produite par le cylindre d'ordre n produise une surpression face à l'échappement du cylindre (n + x) durant la fin de son balayage. Dans certains cas, cette surpression peut atteindre 0,85 kg/cm^2 permettant une augmentation de puissance de 30 % avec diminution de consommation de 175 à 165 g/ch.h (fig. V. 17). Mais cette suralimentation statique n'existe qu'à une vitesse de rotation donnée.

Pour réussir à mieux caractériser les deux solutions, il reste à faire appel aux considérations d'ordre thermique.

Dans le moteur à balayage transversal, le cylindre et le piston, refroidis d'un côté par de l'air frais, chauffés de l'autre par les gaz d'échappement, sont soumis à des contraintes thermiques inconnues du moteur à balayage équicourant dont, par contre, les culasses sont thermiquement plus chargées que celles du 4 temps équivalent. Certains en arguent que les moteurs à pistons opposés présentent des avantages appréciables. Cette position ne se peut défendre qu'à la condition que les lumières d'échappement soient réparties sur toute la périphérie de la chemise. Mais, en fait, l'écueil majeur, le problème dominant le 2 temps n'est pas là : le point critique se situe en réalité aux lumières d'échappement et ce pour deux raisons :

a) Entre l'instant où le segment de tête commence à découvrir les lumières d'échappement et l'instant où la tête du piston a largement découvert lesdites lumières, se produit entre la chemise, la couronne du piston et le segment de tête, un véritable coup de chalumeau dû à l'expulsion des gaz encore très chauds et sous forte pression. Et l'on se trouve face à un dilemme : si, pour réduire l'importance de cette violente attaque thermique, on remonte le segment de tête, on le situe dans une zone où la température moyenne de la gorge du segment est plus élevée et les risques de gommage accrus et inversement.

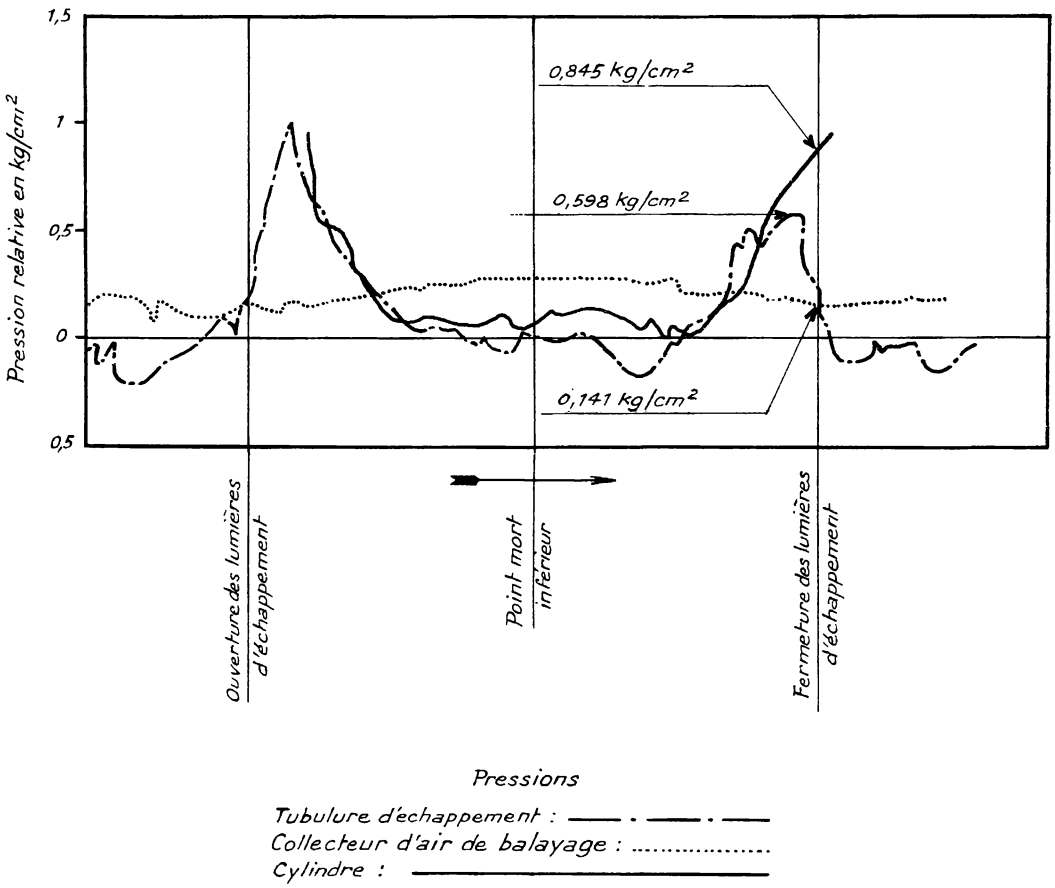


Fig. V. 17. - Moteur Crossley 2 temps type E. R. T. Diagramme de la suralimentation par les gaz d'échappement.

b) Le rôle - extrêmement difficile à contrôler - qui incombe aux segments racleurs est, on le sait, de limiter la quantité d'huile qui remonte entre jupe de piston et chemise à la valeur nécessaire et juste suffisante pour assurer la lubrification des segments de compression. Dans le cas du 2 temps, cette mission doit être, et doit rester, scrupuleusement remplie : en effet, les arêtes inférieure et supérieure des lumières raclent l'huile présente sur la jupe; de plus, lorsque le piston est au point mort haut, la zone séparant le bas des lumières du bas du piston,donc du carter de vilebrequin rempli d'un mélange gazeux sursaturé en huile de graissage,devient très étroite; enfin, l'air présent sous pression aux lumières d'admission a tendance à profiter du jeu fonctionnel entre piston et chemise pour contourner le piston et s'évader vers l'échappement,entraînant au passage une partie de l'huile de la jupe. Or, les gaz chauds traversant les lumières d'échappement sont encore très riches en oxygène et l'huile qui s'est déposée sur ces lumières a tendance à s'y consumer, donc à amasser des résidus qui diminuant la section de passage aggravent les contraintes thermiques du piston. Pour éviter cet écueil, il faut évidemment se pencher avec ténacité sur les jeux entre piston et chemise, sur les états de surface de la chemise et du piston,sur l'efficacité des segments racleurs, sur la qualité de l'huile tant au point de vue des bases minérales pures qu'au point de vue des dopes. Il n'en reste pas moins qu'une solution satisfaisante, tributaire de la perfection de plusieurs facteurs, est d'autant plus difficile à trouver que plus élevée est la vitesse de rotation (car alors plus grandes sont les projections d'huile) et plus fréquentes les périodes de fonctionnement à froid (donc à jeu important entre piston et chemise).

Ces considérations d'ordre thermique sont celles, en réalité, qui font pencher tant le constructeur que l'utilisateur vers la solution sans lumières d'échappement avec les risques de mauvaise tenue de soupapes qu'elle comporte ou vers la solution avec lumières génératrice de risques de mauvais comportement de piston.

Enfin, tout ceci étant supposé bien pesé et la décision prise en toute connaissance de cause, il importe de ne pas méconnaître que, une fois une solution adoptée, les défaillances n'apparaissent pas au banc d'essai au début de la fabrication en série, mais lors du service chez l'utilisateur au moment où un grand nombre de moteurs sont livrés. Aussi la mise au point d'un moteur 2 temps s'accommode-t-elle mal d'éventualités de soucis de trésorerie.

LA SURALIMENTATION DU MOTEUR 2 TEMPS

Les performances obtenues dans le domaine du moteur 4 temps

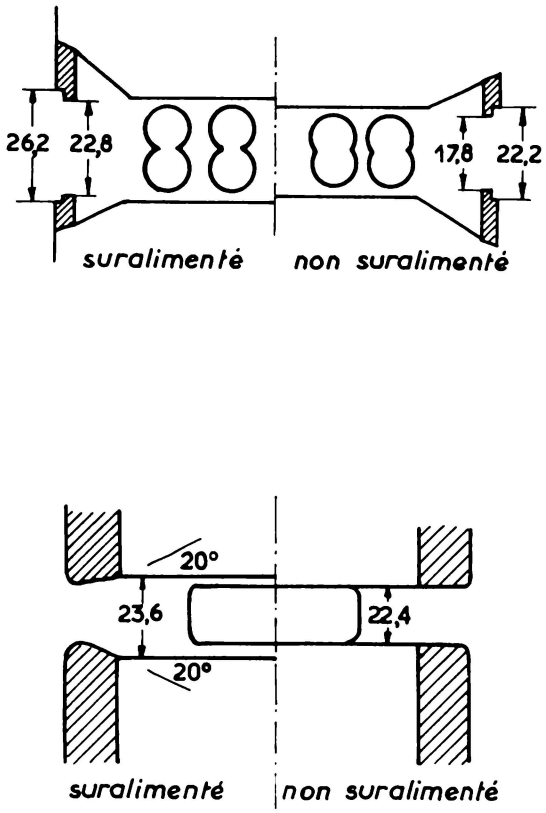


Fig. V. 18 a. - Comparaison des chemises et des bâticylindres d'un moteur à balayage équicourant suivant qu'il est, ou non, suralimenté.
(D = 108 C = 127 N = 1800-2 000 tr/mn).
(d'après Diesel Power - Juin 1956)

Fig. V. 18 b. - Chemise d'un moteur 2 temps suralimenté équicourant.
D = 150 C = 200 N = 1600 tr/mn
Puissance au litre de cylindrée = 35 ch.
(d'après OKAMURA - CIMAC 1957)

par l'emploi de la suralimentation réalisée au moyen de turbosoufflantes entraînées par les gaz d'échappement ont, évidemment, incité à adapter cette technique au moteur 2 temps.

Cette adaptation est dominée par des considérations préalables :

1) Le 2 temps étant déjà balayé, une augmentation de puissance peut être obtenue sans modification structurale par les simples élévations de la pression d'alimentation et du débit de combustible.

2) Le 2 temps étant très sollicité thermiquement, une augmentation de puissance ne peut être recherchée dans l'accroissement du rapport de compression volumétrique, solution qui aurait pour effet de relever tout le niveau des températures.

3) Le 2 temps est handicapé par la présence de son compresseur attelé : en effet on ne peut envisager compression à meilleur rendement que celle réalisée par le piston du 4 temps dans son propre cylindre; par surcroît, le 2 temps exigeant, pour son balayage, qu'un excès d'air soit comprimé presque en pure perte, il serait maladroit d'en augmenter la pression - d'autant que cette élévation, génératrice de turbulences, détériorerait le rendement de balayage. Au total il s'avère peu judicieux de recourir à l'augmentation du compresseur entraîné mécaniquement pour obtenir l'augmentation du poids d'air présent dans le cylindre au début du temps de compression.

4) Lorsque la vitesse du 2 temps augmente, le temps durant lequel sont ouverts les orifices d'admission décroît et pour assurer un débit suffisant pour le balayage de chaque cycle il faut, néanmoins, augmenter la pression de balayage. Du fait de la suralimentation ainsi créée, la puissance développée par le moteur peut, jusqu'à un certain point, augmenter mais la puissance demandée par le compresseur croît également. Il est donc préférable d'offrir un large passage d'air et de conserver aussi faible que possible la différence de pression entre la pression d'air de balayage et la pression des gaz d'échappement avant turbine. Alors, dans ces conditions, l'accroissement limité de puissance absorbée exigé par l'élévation de pression de balayage pourra être fourni par une turbine mue par les gaz d'échappement.

5) Du fait des contraintes thermiques que connaît le 2 temps, il est impensable de chercher à limiter le débit d'air par unité de puissance tant pour diminuer la puissance absorbée

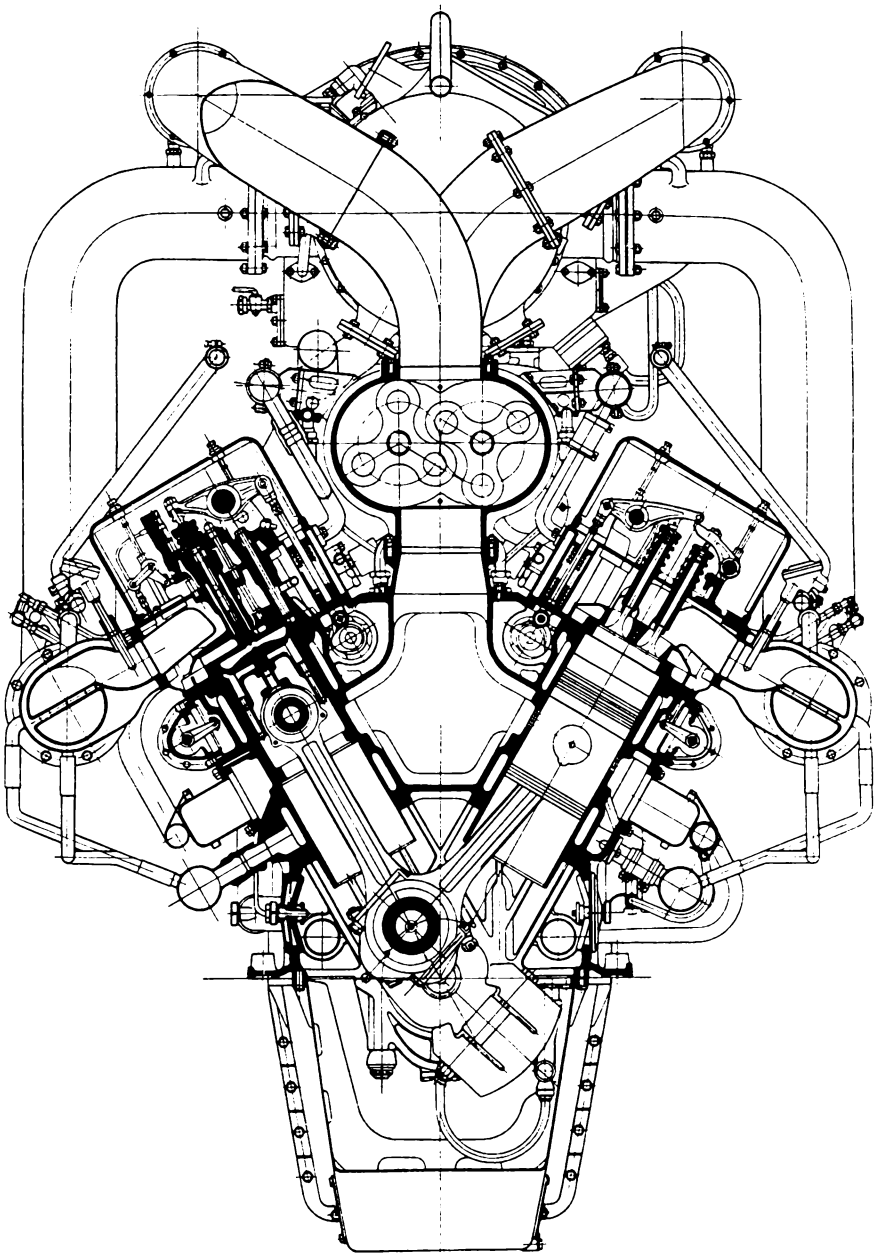


Fig. V. 19 a. - Moteur muni d'un compresseur volumétrique précédé par une turbosoufflante. D = 150 C = 200 N = 1600.
Puissance au litre de cylindrée = 28,3 ch. Poids par cheval (avec bâti-fonte) = 2,8 kg. Largeur = 1,480 m. Hauteur hors tout = 2,042 m.
(d'après OKAMURA - CIMAC 1957)

par la soufflante que pour accroître la température des gaz d'échappement notoirement inférieure à celle des gaz du 4 temps.

6) L'énergie disponible à l'entrée de la turbine est faible, non seulement par suite des basses températures des gaz, mais encore par le fait que leur pression doit rester, au moins pendant la période de balayage, suffisamment faible pour conserver le rendement de balayage.

7) Pendant la période où l'échappement est ouvert, le piston 2 temps se déplace très peu et son travail d'expulsion des gaz est très faible.

8) La quantité d'air à délivrer par cheval et par heure doit être plus importante que dans le 4 temps.

En conséquence, l'augmentation possible de puissance par suralimentation basée sur la récupération de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement du 2 temps était, naguère encore, pleine d'aléas; elle doit, et devra toujours, faire l'objet de soins attentifs, en particulier aux charges partielles; ces soins porteront spécialement sur la distribution, la forme, la disposition et les dimensions des lumières (fig. V. 18 a et b).

On s'est efforcé de faire débiter par la seule soufflante (centrifuge) mue par la turbine, la totalité de l'air nécessaire pour assurer à tous les régimes le balayage et la combustion, la difficulté majeure apparaissant au lancement du fait que le 2 temps n'est pas auto-aspirant.

Malgré ces prémisses défavorables, il a été possible, tout d'abord avec les moteurs à balayage équicourant, puis avec certains moteurs à balayage transversal, de fournir à la turbine une puissance suffisante pour permettre de se passer d'un compresseur entraîné mécaniquement.

Comme bien l'on pense, ces réalisations ont alimenté les querelles entre les tenants des deux systèmes de balayage; au demeurant, la différence entre les performances des meilleurs moteurs des deux clans est bien souvent inférieure à celle que l'on constate entre les divers moteurs d'un même clan.

Quoi qu'il en soit, il faut noter que le coût d'un groupe de suralimentation, étant fonction du mètre cube d'air débité, est comparativement plus difficile à amortir pour un 2 temps que pour un 4 temps; par ailleurs, plus le moteur tourne vite, plus important est le

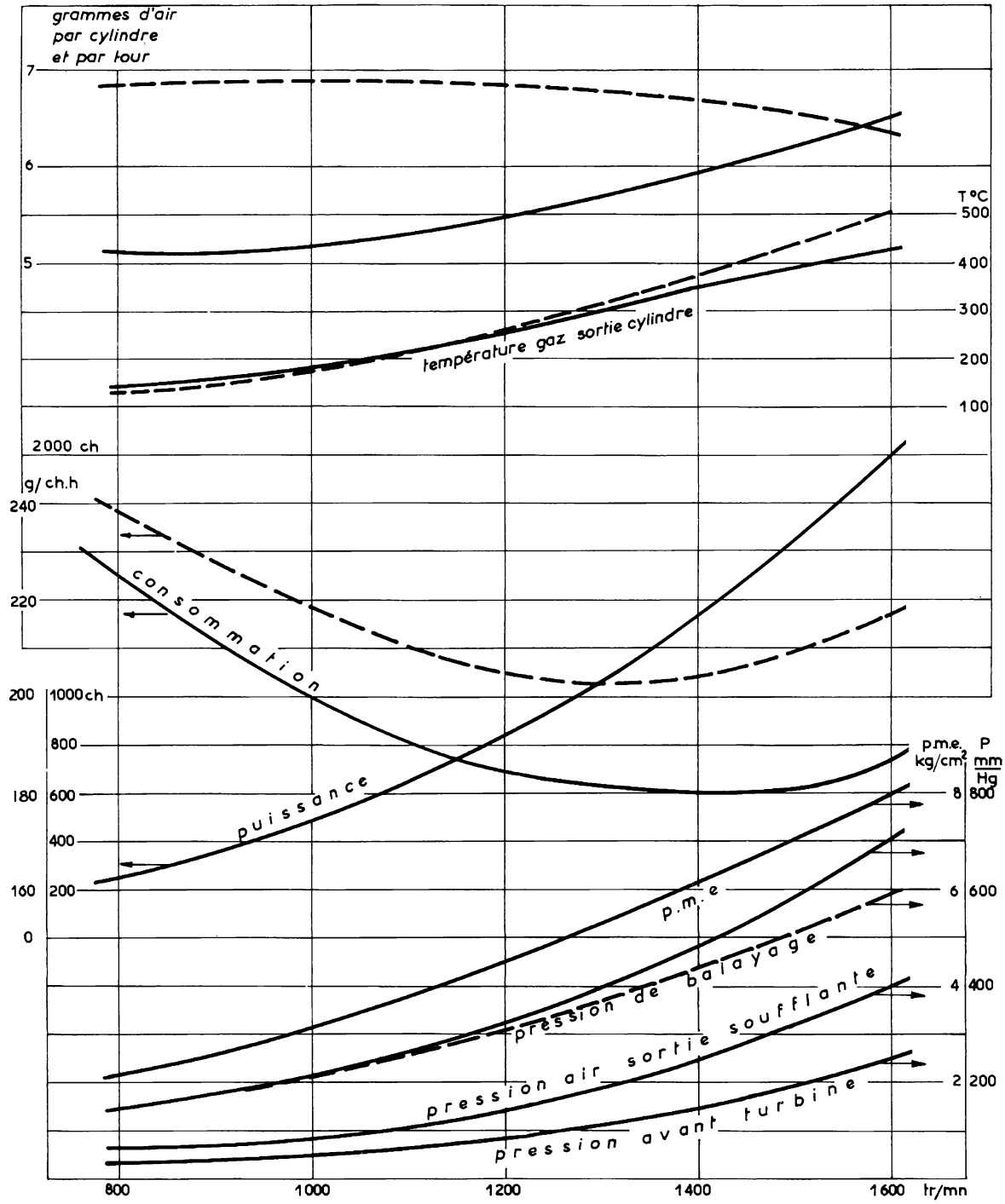


Fig. V. 19 b. - Performances du moteur représenté en 19 a en version 20 cylindres en V.

Avec turbosoufflante et compresseur volumétrique en série _____

Avec compresseur volumétrique seul _ _ _ _ _ _ _

entraînant une hélice.

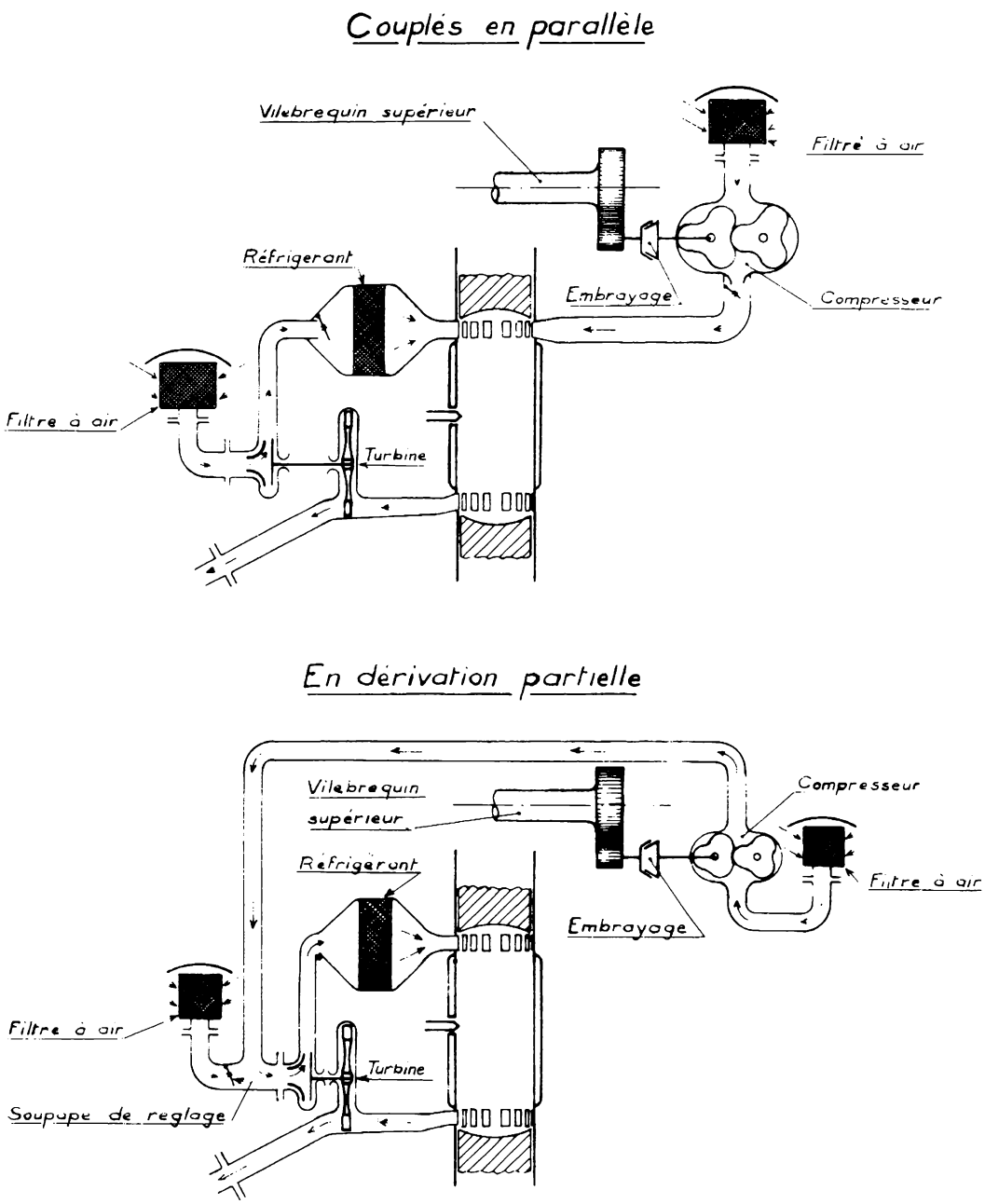
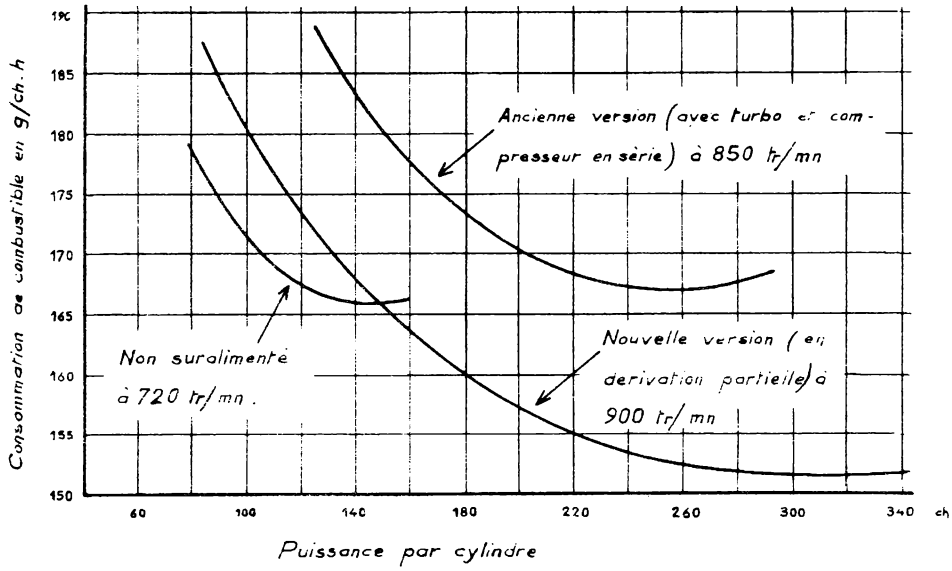


Fig. V. 19 c. - Moteur muni d'un compresseur entraîné mécaniquement et d'une turbosoufflante.
(d'après RAILWAY LOCOMOTIVES and CARS - Février 1957)



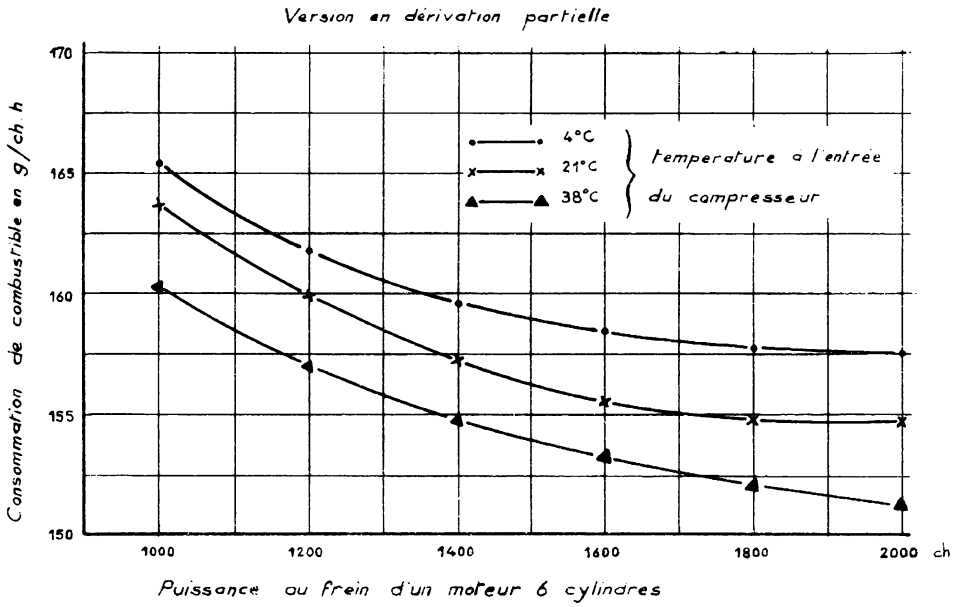


Fig. V. 19 d. -
(d'après RAILWAY LOCOMOTIVES and CARS - Février 1957)

pourcentage d'augmentation de la p.m.i. qui est absorbée pour entraîner la soufflante, le rendement en air baissant tant avec la vitesse qu'avec le couple.

Au total la suralimentation du 2 temps fut d'abord, plus encore que pour le 4 temps, réalisée sur les moteurs lents à grande puissance par cylindrée unitaire.

° ° °

Divers arrangements (moteur + compresseur + turbosoufflante) peuvent être envisagés. Les plus répandus paraissent être :

1. Moteur muni :
   a) D'un compresseur classique entraîné mécaniquement
      et
   b) D'une turbosoufflante
      couplés en série. Exemples : figures V. 19 a et b.

2. Moteur muni :
   a) D'un compresseur classique entraîné mécaniquement
      et
   b) D'une turbosoufflante
      couplés soit en parallèle, soit en dérivation partielle. Exemples: figures V. 19 c et d.

3. Moteur muni d'une turbosoufflante (fig. V. 19 e et f), laquelle peut être entraînée mécaniquement au moyen d'un embrayage lorsque le moteur tourne à faible charge.

Le moteur équipé selon la variante 1 dispose d'une importante quantité d'air et peut donc développer une puissance spécifique élevée. La solution 3 offre l'avantage d'une consommation plus faible, d'un entretien moins onéreux. La version 2 relativement compliquée permet au moteur de mieux s'adapter aux variations de charge.

La taille, donc le prix, de la turbosoufflante dépend par ailleurs du type de balayage adopté : les moteurs à balayage transversal exigeant une plus grande quantité d'air au cheval développé que les moteurs à balayage équicourant entraîneront l'adoption de turbosoufflantes plus onéreuses. Dans tous les cas, tous les efforts doivent tendre à diminuer le volume d'air nécessaire à l'obtention d'un balayage correct en améliorant les conditions du balayage et le rendement global de la turbosoufflante (fig. V. 20).

° ° °

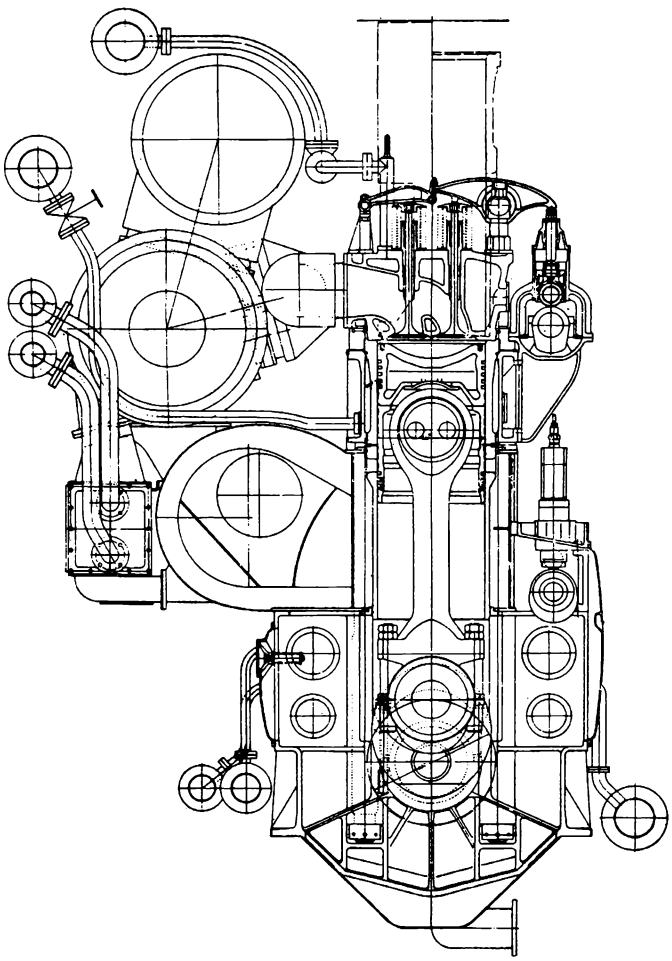


Fig. V. 19 e. - Moteur à balayage équicourant suralimenté par turbosoufflante seule. D = 500 C = 600 N = 350.

(d'après YAMASHITA - CIMAC 1957)

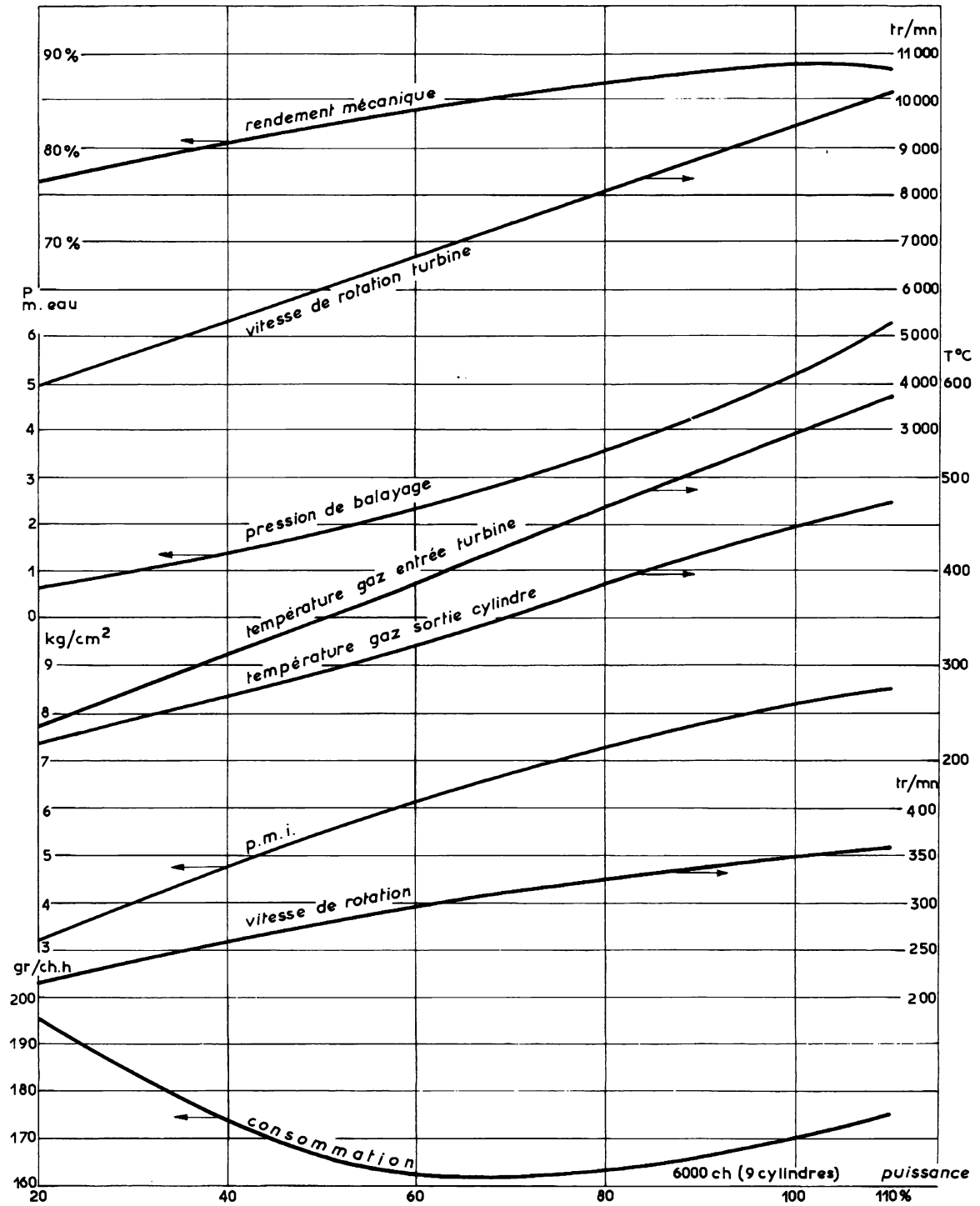


Fig. V. 19 f. - Courbes caractéristiques du moteur représenté en V. 19 e attelé à une hélice (voir autres caractéristiques en V. 20).

(d'après YAMASHITA - CIMAC 1957)

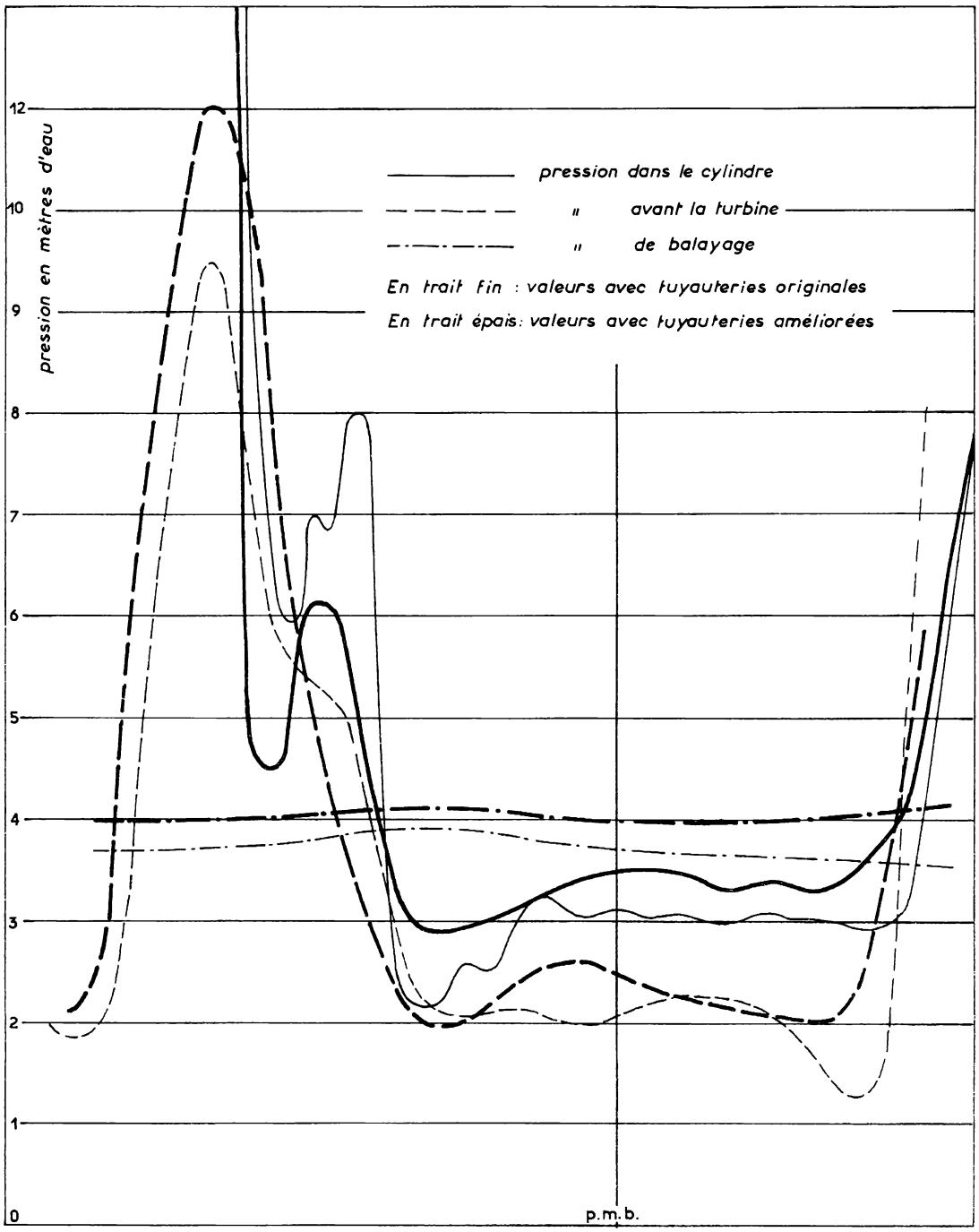


Fig. V.20. - Pressions dans les cylindres et avant turbine d'un moteur 9 cylindres suralimenté par turbosoufflante. D = 500 mm. C = 600 mm. N = 350 tr/mn.

(d'après Soren Hansen - CIMAC 1957)

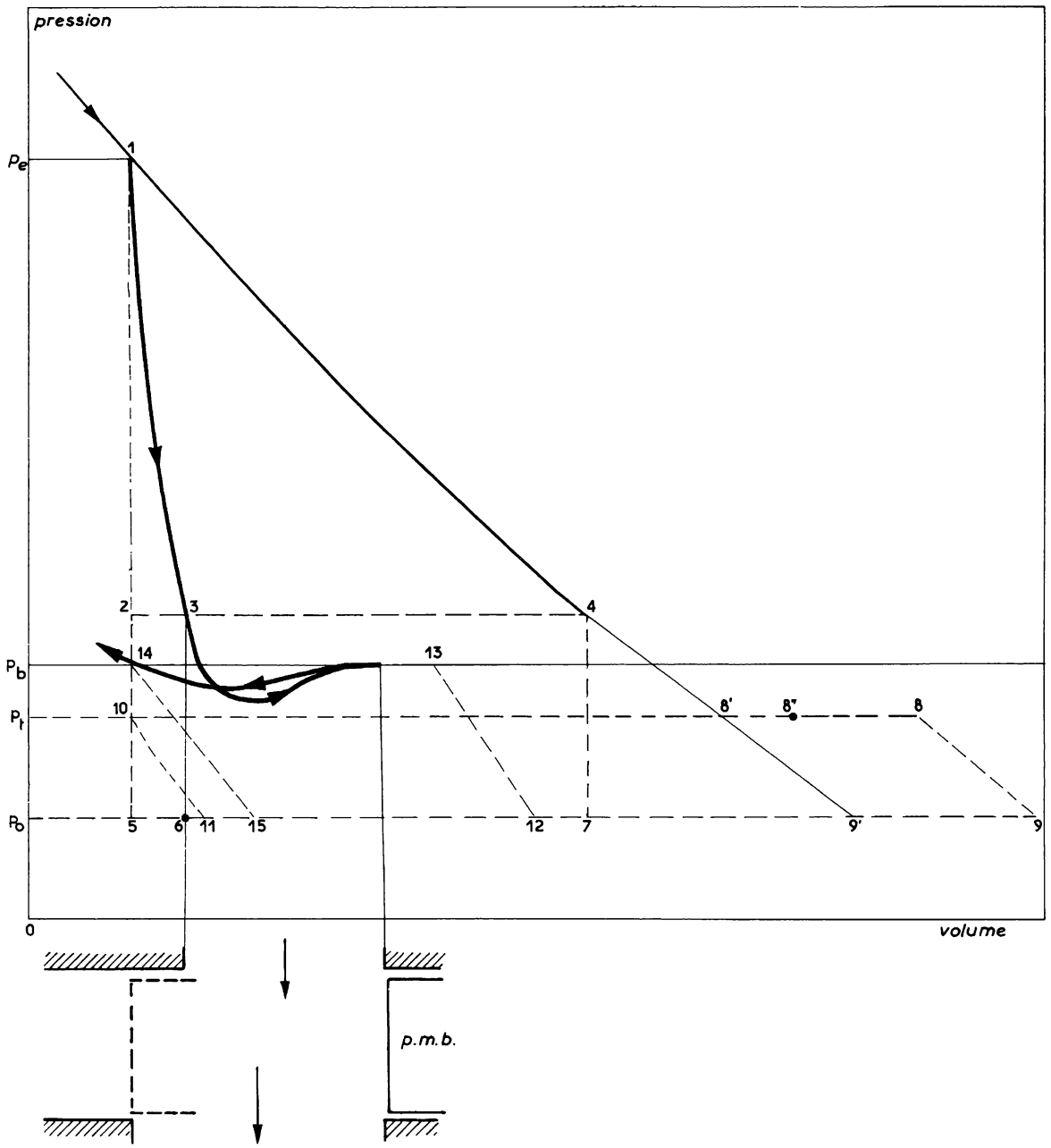


Fig. V.21.- Diagramme pression,volume d'un moteur 2 temps à balayage transformé équipé avec une turbo-soufflante de suralimentation.

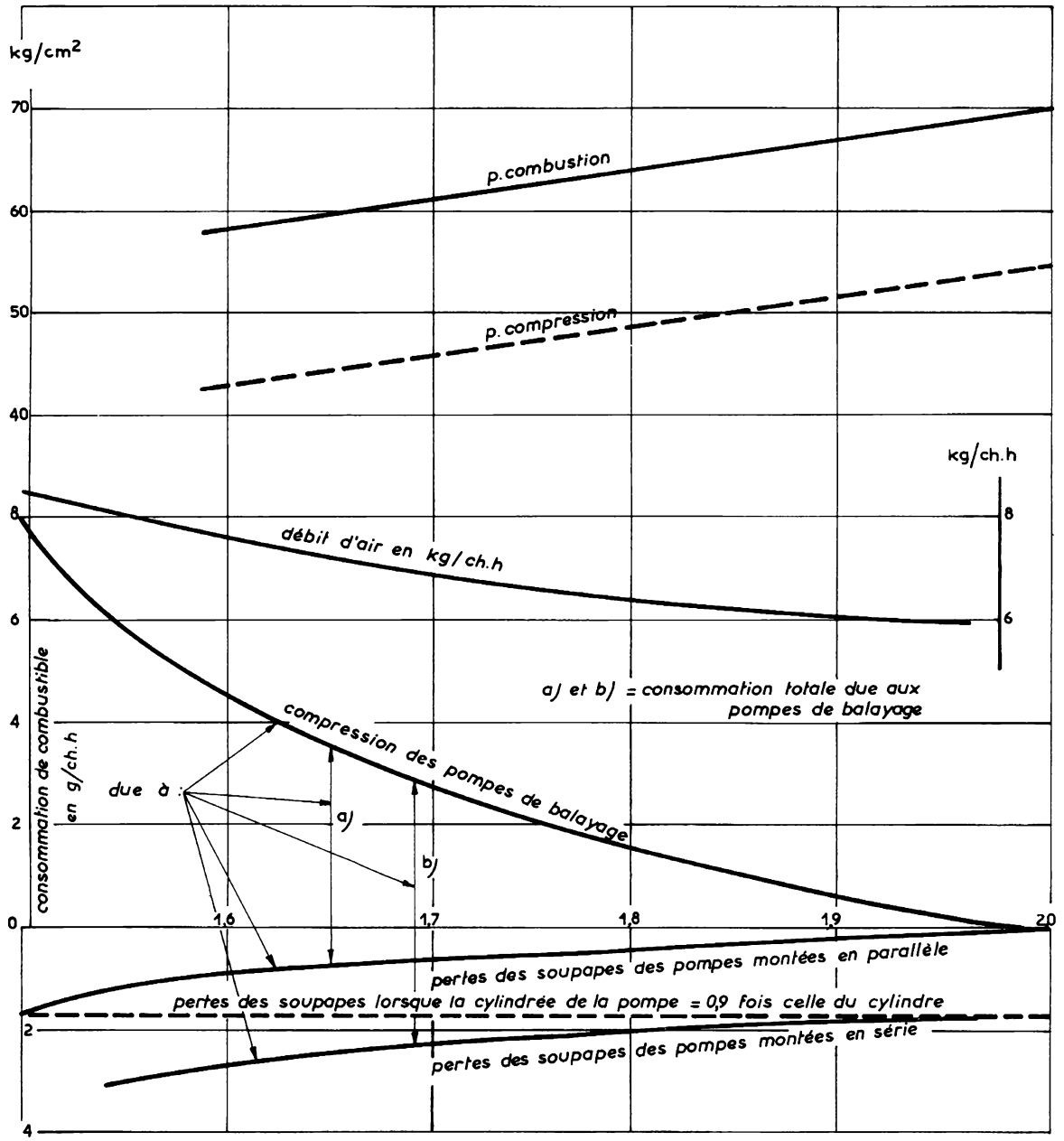


Fig. V.22a.- Influence de la pression d'air de balayage en kg/cm^2 dans la suralimentation à pression constante.

(Revue Brown Boveri, Avril/Mai 1957)

Soit un 2 temps à balayage transversal suralimenté par turbo-soufflante. Considérons-en le diagramme pression-volume (fig. V. 21) dans la partie correspondant à l'ouverture des lumières. Lorsque s'ouvrent les lumières d'échappement, la détente des gaz au lieu de se poursuivre suivant une loi d'allure hyperbolique, s'effondre brutalement et la température des gaz tombe également brutalement : l'énergie de vidange donne lieu à une bouffée d'échappement beaucoup moins importante que dans le 4 temps, le piston 2 temps ne conférant - bien au contraire - aucune énergie aux gaz alors que dans le 4 temps le piston se comporte durant le temps "échappement" comme un véritable compresseur volumétrique entraîné mécaniquement.

Le travail communicable (aux pertes dans les tuyauteries près) à la turbine avant que ne s'ouvrent les lumières d'admission est représenté par la différence des aires 15741 - 15631, cette dernière étant, en partie, de l'énergie encore développée sur le piston moteur.

Durant la période de balayage qui suit, la turbine reçoit un poids égal au poids d'air introduit. La pression avant les lumières d'admission est p_b et la température Θ_b, Θ_b dépendant, pour une ambiance (p_o, Θ_o) donnée, de la valeur p_b, du rendement de la soufflante et d'un éventuel refroidissement; le point représentatif de (p_b, Θ_b) est 13. La quantité de travail à fournir pour comprimer de p_o à p_b le volume d'air nécessaire au balayage et au remplissage est représentée par l'aire 12. 13. 14. 5.

Après les lumières d'échappement, la pression est p_t ; la température des gaz de combustion à la sortie des lumières est Θ_t : le point représentatif est 8"; du fait de la dilution avec l'air de balayage la température des gaz d'échappement est Θ'_t dont le point représentatif est 8.

Pour qu'il y ait balayage, il faut évidemment que p_b soit supérieur à p_t. Pour ne pas dépenser trop d'énergie 12. 13. 14. 5, la perte de pression d'air de balayage doit être aussi faible que possible : la chute de pression durant le balayage croissant proportionnellement à la vitesse du piston, la suralimentation assurée par turbosoufflante seule est plus facile avec les moteurs lents. Il y a également intérêt à réduire au minimum la contre-pression à l'échappement de la turbine afin d'utiliser la détente des gaz jusqu'aussi près que possible de p_o.

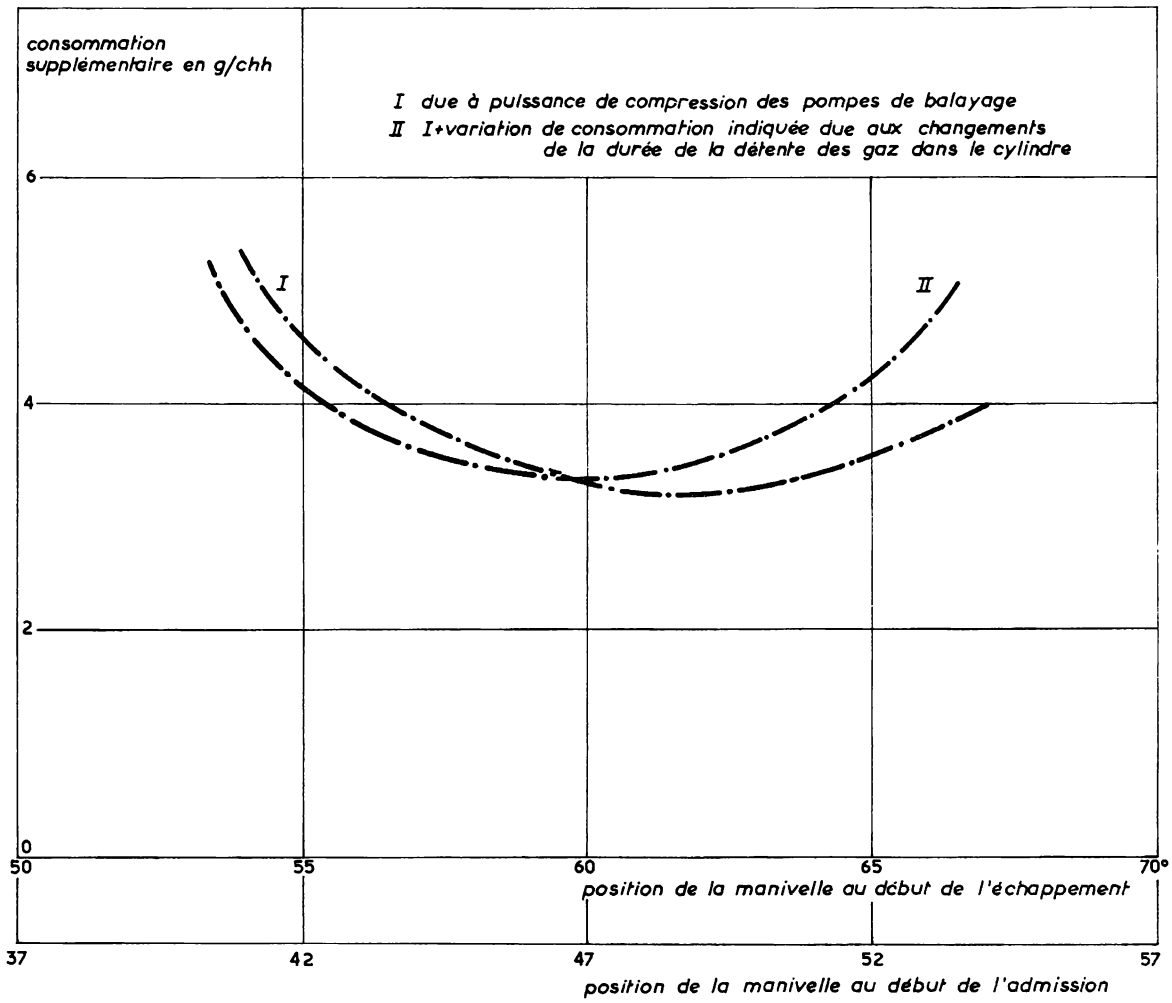


Fig. V.22 b. - Influence de la distribution sur la consommation (suralimentation à pression constante).
pression de balayage = 1,65 kg/cm^2
pression max. de combustion = 60 kg/cm^2.
(Revue Brown Boveri, Avril/Mai 1957)

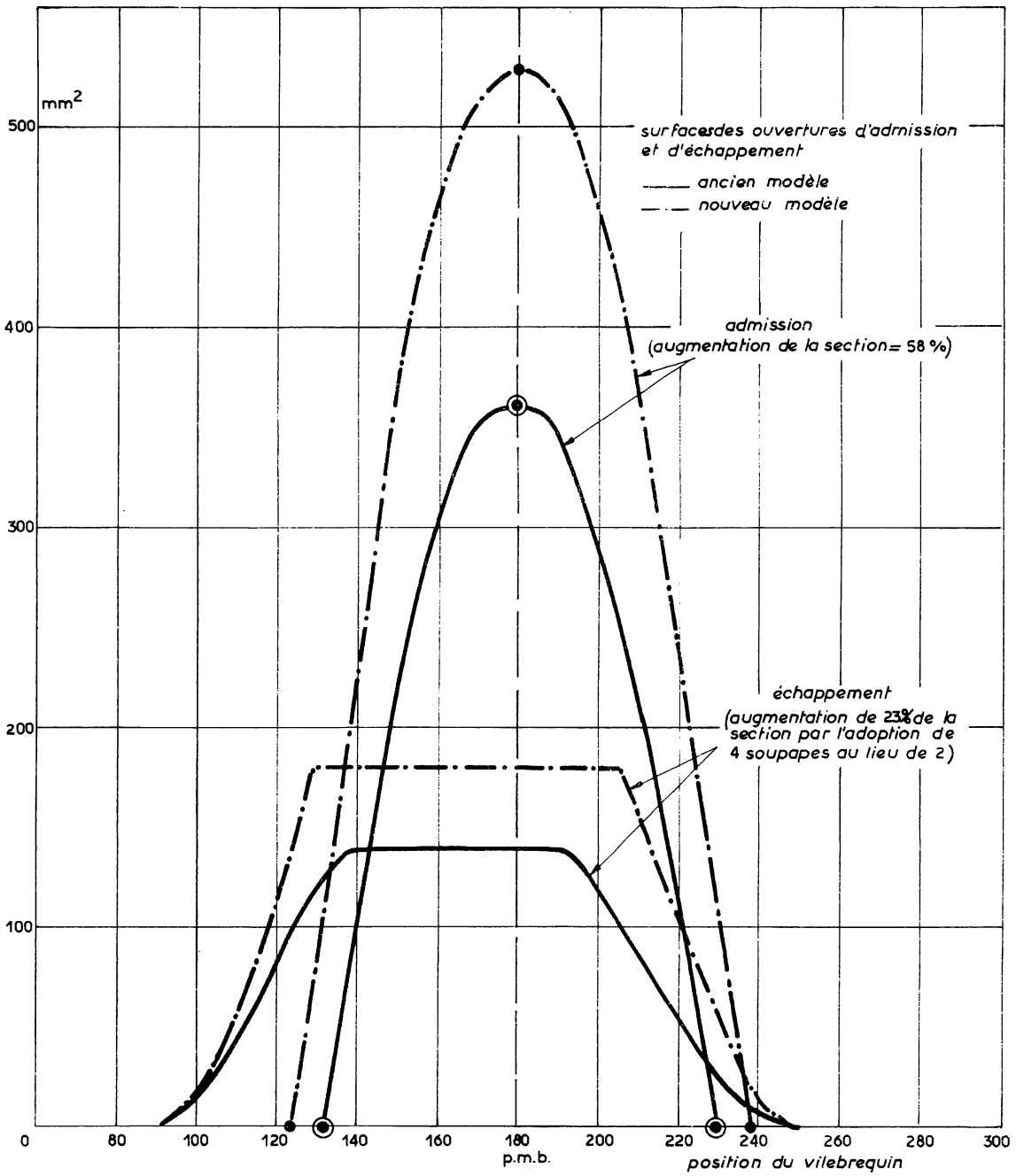


Fig. V.22 c[1]. - Moteur à balayage équicourant 108 x 127 suralimenté.
(document General Motors. S.A.E. Journal 1959)

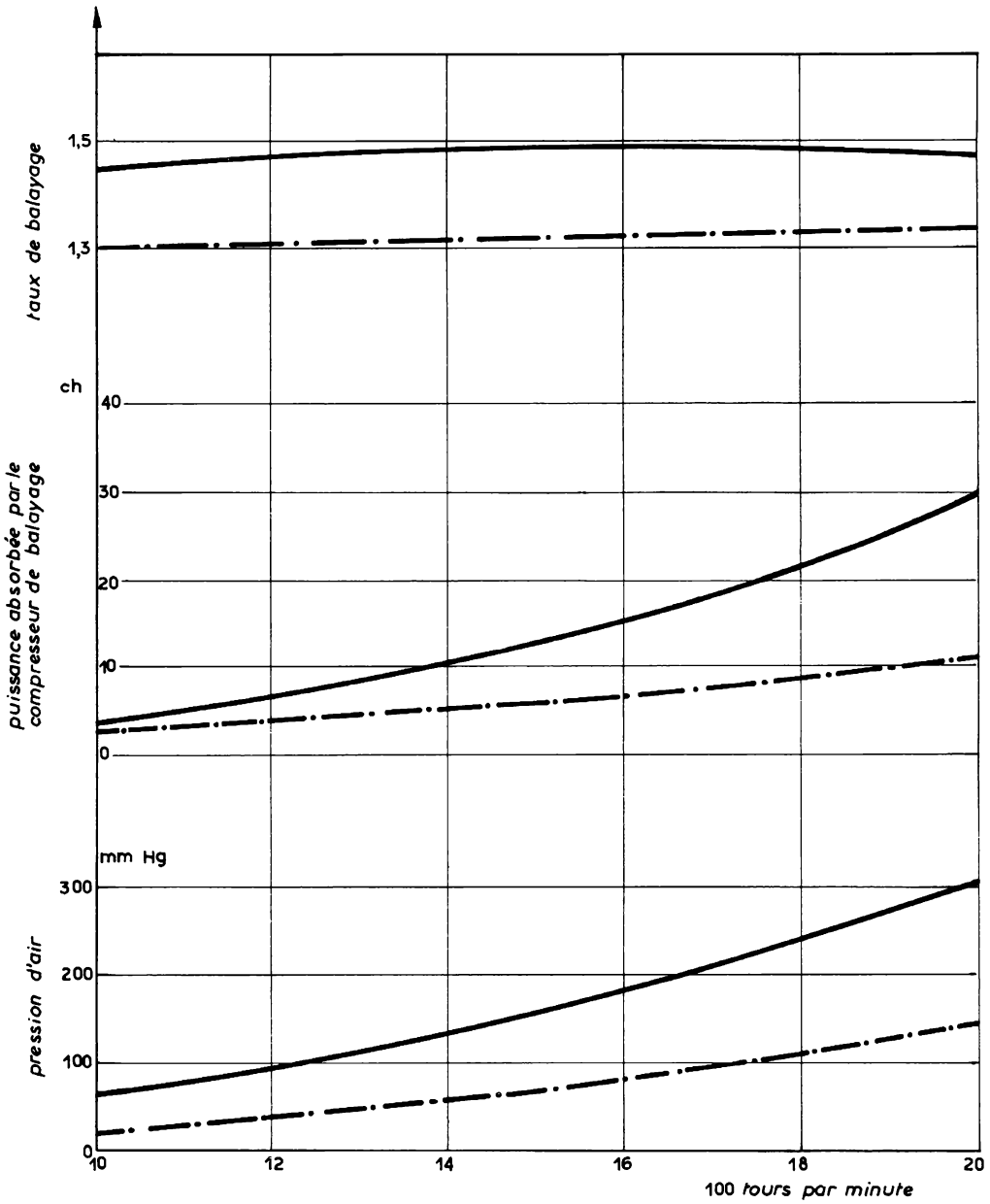
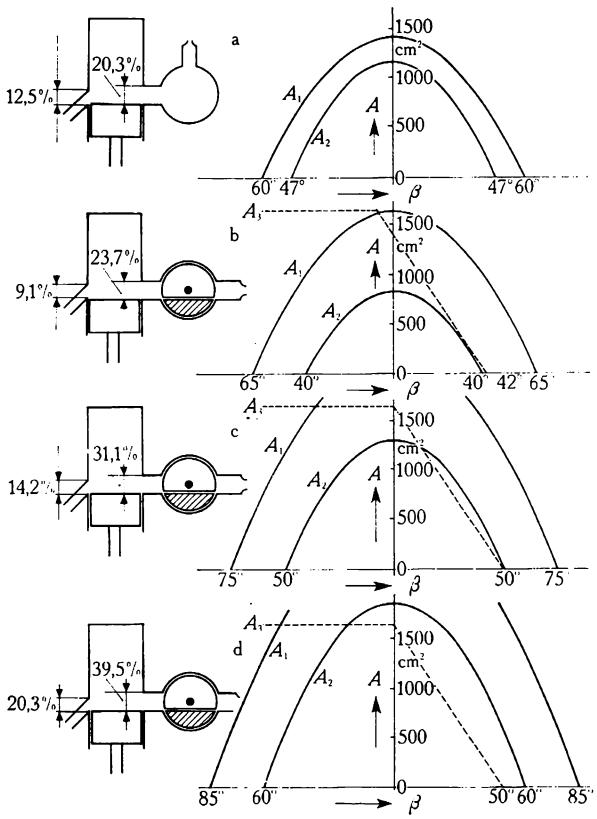


Fig. V.22 c^2. - Mêmes moteurs qu'en 22 c^1. Valeurs des variables du circuit d'air pour différentes vitesses pour les mêmes performances motrices.
(document General Motors. S.A.E. Journal 1959)



A_1 = section de l'échappement

A_2 = section de l'admission

A_3 = section de balayage offerte par le tiroir situé dans l'échappement.

Fig. V.22 d. - Temps d'admission et d'échappement en fonction du système de suralimentation.

a) à pression constante

b), c), d) à ondes de pression pour différentes avances à l'ouverture de l'échappement.

(Revue Brown Boveri. Avril/Mai 1957)

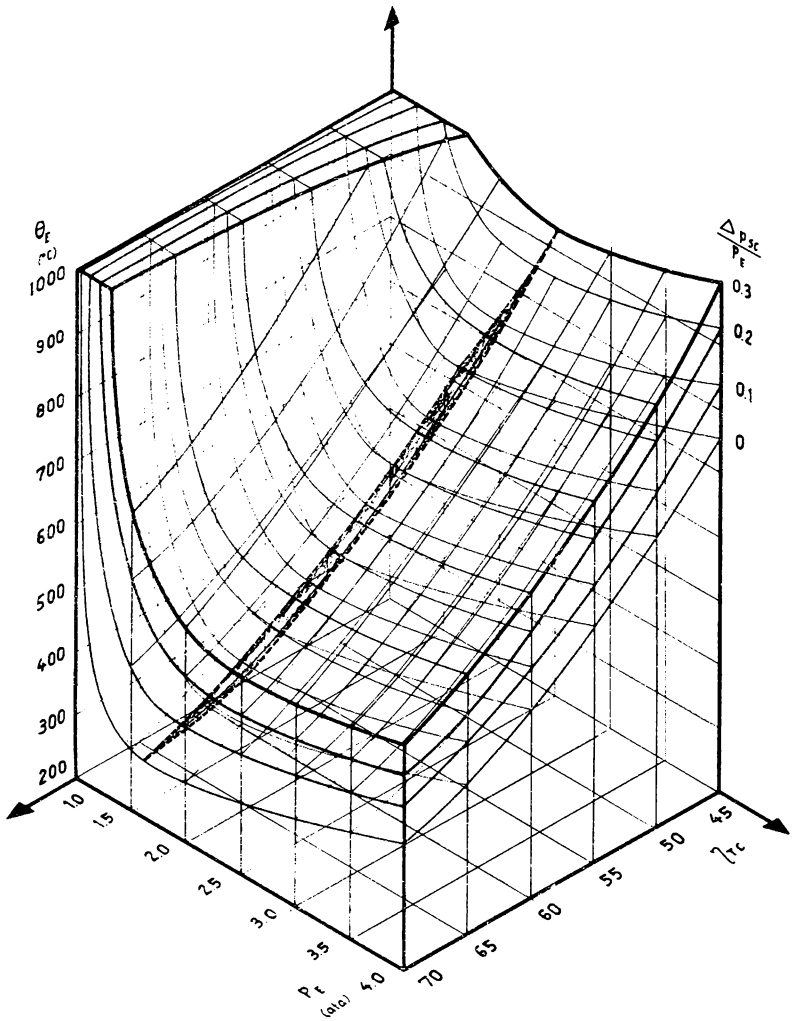


Fig. V.23. - Températures d'échappement nécessaires pour turbosoufflante alimenté à pression constante et assurant seule la suralimentation.

θ_E : température des gaz avant turbine

P_E : pression absolue des gaz avant turbine

η_{Tc} : rendement global de la turbo-soufflante

Δp_{sc} : chute de pression de balayage au sein du cylindre

Pression atmosphérique = Po = 719 mm Hg. Température ambiante = 32 °C
Pertes totales de pression dans les canalisations d'admission et d'échappement = 0,07 atm.

(de KILCHENMANN. CIMAC. 1957)

Indépendamment de ces impératifs de fonctionnement, tributaires du choix de la solution adoptée (avec ou sans compresseur entraîné mécaniquement), la mise au point du moteur portera sur la position du compromis entre la puissance et la consommation spécifique (se reporter aux courbes caractéristiques des figures V. 19), compromis fonction de la pression de balayage (fig. V. 22 a), de la section et de la hauteur des lumières (fig. V. 22 b et c), elles-mêmes tributaires du système de récupération adopté (fig. V. 22 d).

Dans le cas du fonctionnement à pression constante, l'énergie correspondant à la chute de pression survenant au moment de l'ouverture des orifices d'échappement est pratiquement perdue. Les dimensions du collecteur doivent permettre que les ondes de pression ainsi créées s'amortissent assez rapidement pour ne pas perturber les échappements des cylindres voisins.

Du fait que les gaz sortant du moteur sont reçus dans un réservoir-tampon où se dissipent inévitablement de l'énergie cinétique et de la température, l'état des gaz entrant à la turbine est en 8. L'aire 88'99' représente la quantité d'énergie de vidange récupérable. L'énergie disponible à l'entrée de la turbine est 88'99' + 10. 11. 8'9' = 89.10.11.

Dans ce type de suralimentation (fig. V. 23), le fonctionnement de la turbosoufflante s'apparente à celui d'une turbine à gaz à circuit ouvert ne fournissant que la puissance juste nécessaire à l'entraînement de son compresseur. Ce fonctionnement ne peut pas être stable lorsque la température des gaz est basse et les rapports de pression faibles, ce qui est précisément le cas lors des marches du diesel à charge réduite du fait, en particulier, de la grande quantité de chaleur absorbée par les parois des cylindres du moteur et celles du réservoir d'échappement (fig. V. 24). Dans ce cas, il est nécessaire de prévoir un dispositif auxiliaire dont la mise en œuvre peut, d'ailleurs, être limitée aux périodes de fonctionnement à charge réduite et, évidemment, aux périodes de lancement.

Pour tirer parti au maximum de l'énergie de vidange, en adoptant la suralimentation par ondes de pression (ou bouffée d'échappement), il faut réduire le temps que mettent les gaz à remplir les capacités d'échappement entre moteur et turbine sans pour cela, surtout dans le cas des moteurs rapides, en diminuer le diamètre au-dessous d'une valeur au-delà de laquelle l'accroissement des pertes de frottement fait perdre tout bénéfice (fig. V. 25). Dans le système à ondes de pression on n'abandonne pas délibérément la récupération de l'énergie 1. 10. 8' pour se contenter de récupérer 88'99', le rapport entre les deux énergies $\frac{\text{aire } 88'99'}{\text{aire } 1.10.8'}$ étant égal à $\left(1 - \frac{p_o}{p_t}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)$;

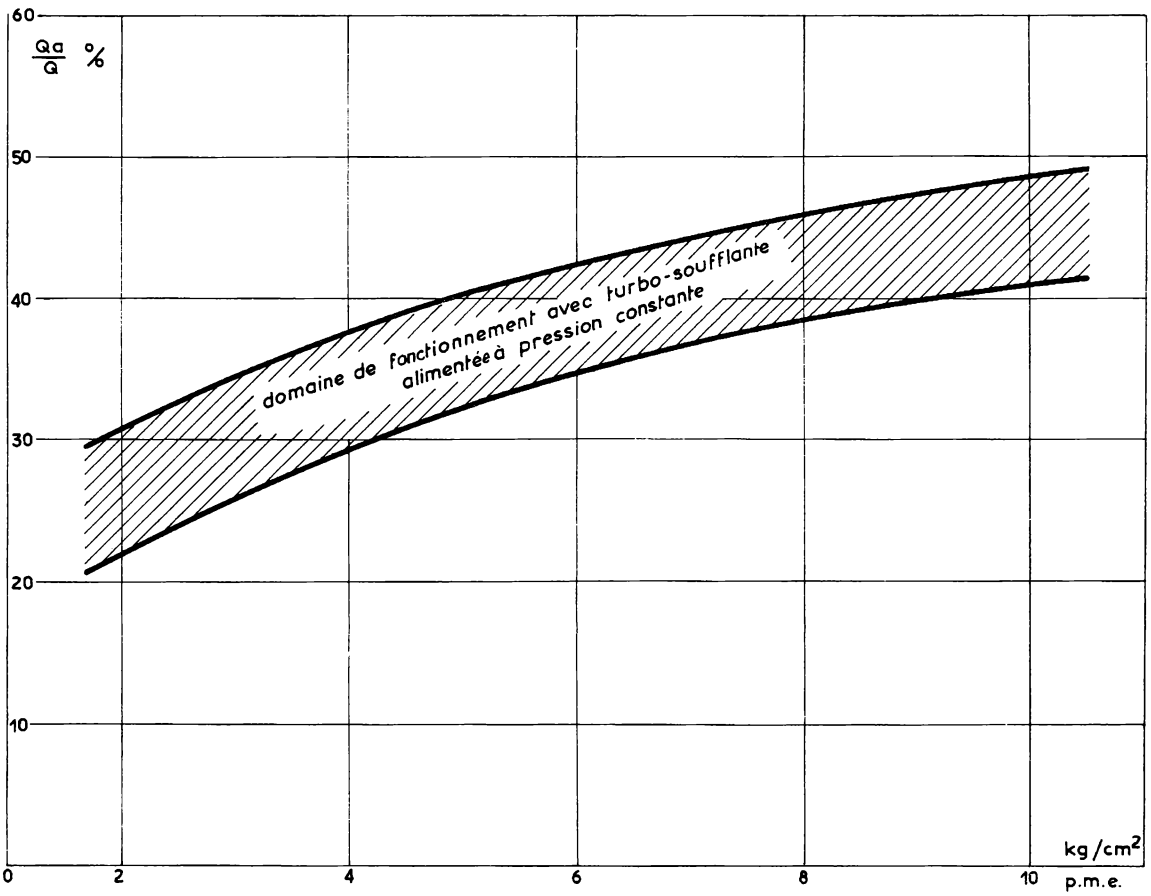


Fig. V.24.- Rapport de la chaleur Q_a contenue dans les gaz d'échappement à la chaleur Q dégagée par le combustible en fonction de la pression moyenne effective.

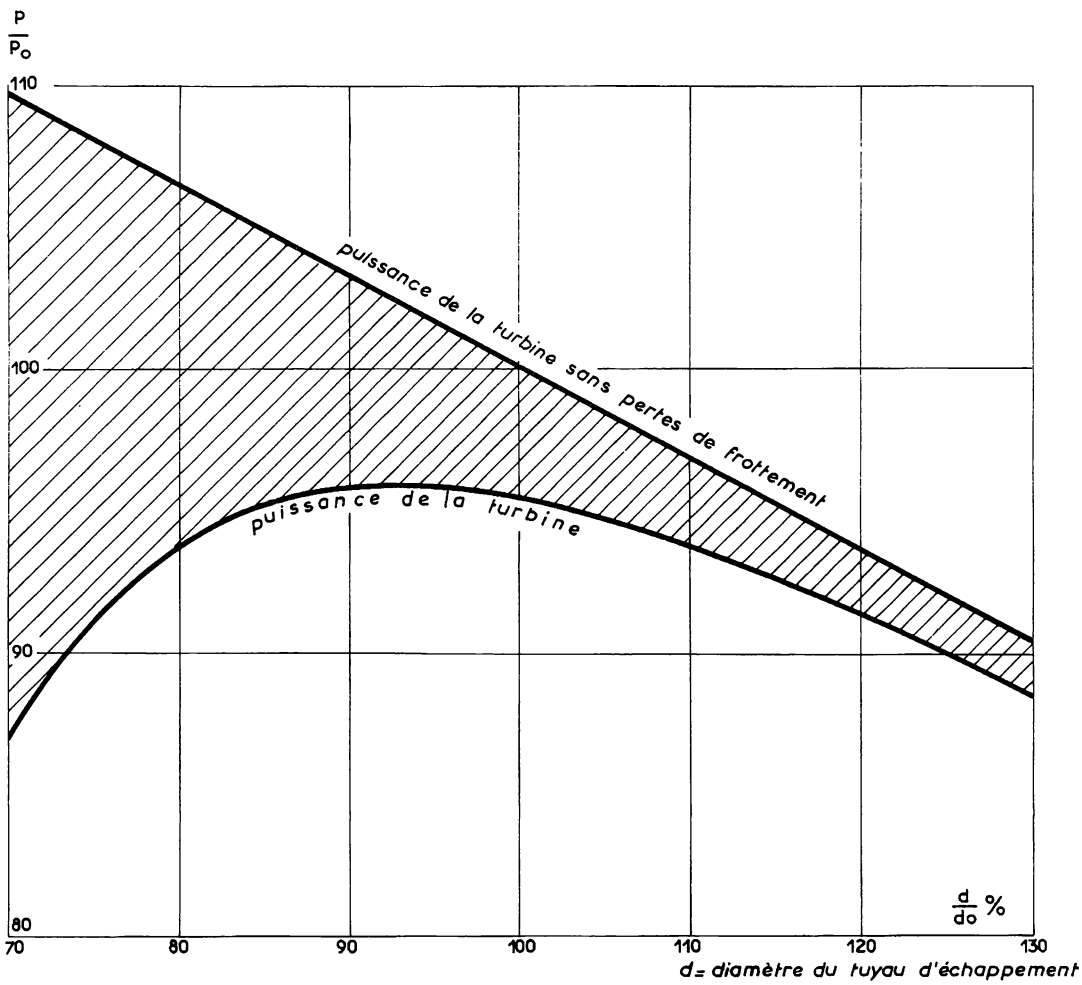


Fig. V.25. - Influence de la section du tuyau d'échappement sur la puissance d'une turbine alimentée en ondes de pression.

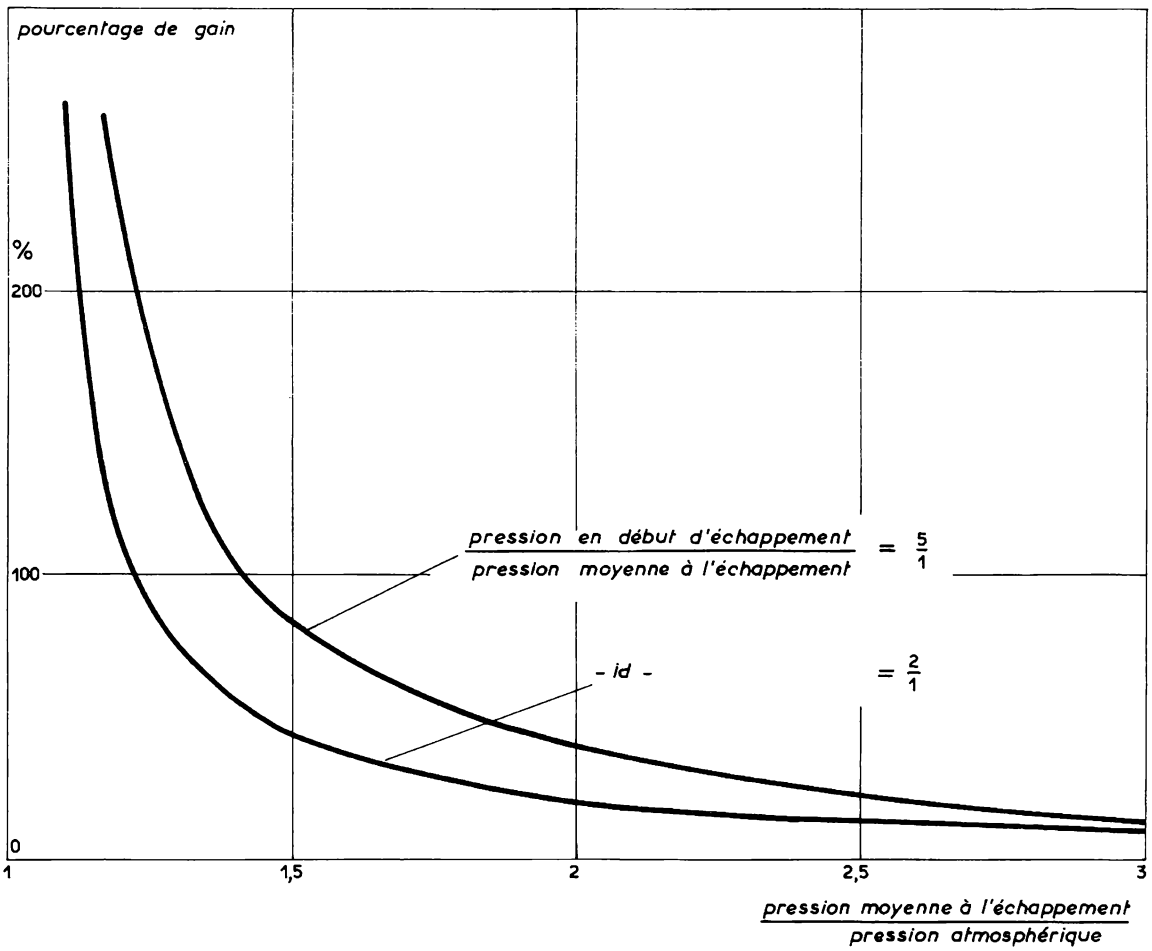


Fig. V.26. - Pourcentage d'amélioration du système à ondes de pression sur le système à pression constante.

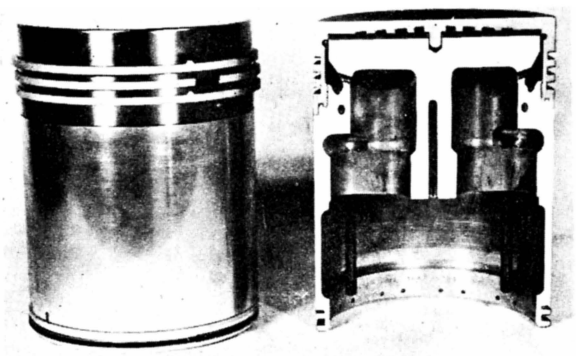
(Hussmann et Pullmann. CIMAC. 1959.B1)

ce système offre donc la possibilité de récupérer 1.9'. 11. 10. 1 (déduction faite, nous l'avons dit, de l'énergie dépensée sur le piston et pour traverser les lumières). L'avantage du système à ondes de pression sur le système à pression constante est donc surtout marquant lors des fonctionnements à faible pression à l'entrée turbine (fig. V. 26).

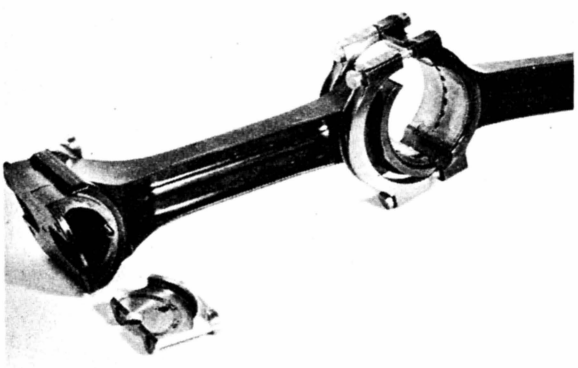
L'importance de l'onde de pression qui prend naissance lors de l'ouverture de l'échappement dépend évidemment de la pression régnant à cet instant dans le cylindre; en avançant l'instant de cette ouverture, on augmente donc la puissance offerte à la turbine, mais ce, naturellement, aux dépens de la consommation spécifique, la meilleure utilisation de la détente étant, rappelons-le, directement dans le cylindre moteur. L'alimentation discontinue de la turbine n'est, par ailleurs, pas favorable à l'obtention d'un bon rendement, le fonctionnement normal de la turbine étant le régime à admission partielle. Mais, étant établi qu'une réduction donnée de la puissance du moteur n'entraîne qu'une réduction moindre de la puissance fournie à la turbine, ce système est de nature à permettre à une turbosoufflante d'assurer, à elle seule, le fonctionnement aux charges partielles.

Dans le cas d'un moteur à balayage transversal, les lumières d'échappement restent ouvertes longtemps après la fermeture des lumières d'admission et la pression dans le collecteur d'échappement risque de tomber trop bas : aussi il est parfois utile de prévoir un tiroir dans l'échappement à moins que l'on ne décide, opportunément d'ailleurs, d'adopter la décomposition en deux zones des lumières d'échappement, la première zone échappant seule dans la turbine et seulement au début de l'échappement.

Pour bien situer le gain de performances que l'on peut atteindre par la suralimentation du 2 temps rapide, on peut mentionner le moteur d'aviation Nomad, étudié et réalisé par Napier à l'époque où les turbopropulseurs et turboréacteurs n'existaient pas encore. D'un rapport de compression volumétrique de 27, ce moteur à 12 cylindres opposés en flat-twin (D = 152, C = 187) tournait à 2 050 tr/mn au décollage et à 1750 tr/mn en croisière. Suralimenté à 6,2 kg/cm^2 absolus par un compresseur axial à 12 étages, il développait jusqu'à 3 150 chevaux (soit 77 chevaux au litre de cylindrée et 258 chevaux par cylindre) avec une p.m.e. de 14,7 kg/cm^2 et une consommation de 152 g/ch.h; grâce à un bloc cylindre en alliage d'aluminium et à un carter de vilebrequin en alliage de zirconium et de magnésium, son poids au cheval n'était que de 0,53 kg. Le vilebrequin en était nitruré; le piston, évidemment refroidi, supportait grâce à un porte-segments en acier austénitique des températures atteignant 600°C en certains points (fig. V. 27).



Piston. Vue et coupe.



Embiellage.

Fig. V.27. - Embiellage et piston d'un moteur 2 temps d'aviation.
(document NAPIER)

Nous avons noté la tendance à avancer l'ouverture des lumières d'échappement; en poussant cette pratique à l'extrême, il serait possible de recevoir à la turbine une quantité considérable d'énergie au détriment de la puissance développée sur le piston, la détente dans le cylindre moteur étant tronquée. C'est cette technique qui a donné naissance aux générateurs à pistons libres.

Comparaison entre le moteur 2 temps suralimenté et le moteur 4 temps suralimenté

Le 4 temps suralimenté possède encore à l'heure actuelle (1960) l'intérêt majeur de mieux utiliser l'air à tel point que, pour une même pression d'admission, la soufflante d'un 4 temps suralimenté absorbe environ la moitié de la puissance absorbée par la soufflante du 2 temps équivalent. Rappelons que, pour délivrer le même poids d'air par cycle, la pression d'alimentation du 4 temps est pratiquement constante pour une vitesse de rotation variable alors que, dans le 2 temps, elle croît comme le carré de la vitesse.

Nous en arrivons derechef à la conclusion que le domaine du 2 temps est plutôt celui des moteurs relativement lents à régime constant et que le domaine du 4 temps est plutôt celui des moteurs rapides à régime variable, les seuils des deux domaines pouvant évidemment s'interpénétrer et varier en fonction de l'évolution de la technique, c'est-à-dire au total en fonction du prix de revient du cheval-heure.

BIBLIOGRAPHIE

LIST (H.).

a) Moteurs Diesel à 2 temps, à grande vitesse et grande puissance, à balayage en boucle. Society of Automotive Engineers. Document 855. Année 1956.

b) Les progrès réalisés sur les moteurs Diesel à 2 temps à balayage en boucle. VII^{e} Congrès technique international de la F.I.S.I.T.A., Paris, 1958.

SCHWEITZER (P.H.). Balayage équicourant ou balayage en boucle. Tentative de comparaison. M.T.Z., février 1959.

Colloques du Congrès international des moteurs à combustion interne. Consulter en particulier :
Colloque 1957 (Zürich) - Communications de Gunnar Camner,

Fujita, Herger et Jenny, Johansson et Thulin, Kilchenmann, Leiker (+ M.T.Z. août 1957), Okamura, Soren Hansen, Yamashita ... Colloque 1959 (Wiesbaden) - Communications de Hussmann et Pullmann (B 1), Motoaki Yokoi (A 18) ...

ENDRE (W.) et DANNER (M.). Air de balayage, gaz de combustion et leur zone de mélange de moteur 2 temps. Essais sur modèles. M.T.Z., novembre 1959.

STEIGER (A.). Le calcul du facteur d'utilisation de l'énergie d'échappement de moteurs à 2 temps avec groupe de suralimentation. Revue technique Sulzer, 1958/2.

LINSI (U.). Sur la suralimentation des moteurs Diesel à 2 temps, à balayage transversal ou inversé. Revue Brown -Boveri, avril - mai 1957.

REINHART (A.). Méthode approximative rapide pour l'adaptation d'une turbosoufflante à un moteur Diesel à 2 temps. Revue technique Sulzer, 1958/4.

PULLMANN (W.A.). Energie de pulsation d'échappement. Engineering, 4 janvier 1957.

GYSSLER. Investigations concernant le processus d'échappement des moteurs Diesel à deux temps suralimentés. Revue Brown-Boveri, janvier - février 1960.

LUERKEN et SOMHEGYI. La réalisation des moteurs Diesel à deux temps et pistons opposés. S.A.E. Preprint n° 259 B, novembre 1960. Traduction U.T.A.C. 61-14.

Chapitre VI

LE SYSTEME D'INJECTION

Le rôle du système d'injection est de :

1. Mesurer une quantité donnée de combustible
2. Mettre en pression cette quantité de combustible
3. La refouler suivant une loi donnée
4. L'introduire dans le cylindre moteur à un instant donné
5. L'y répartir en un état pulvérisé donné en un temps extrêmement court.

Dans le système le plus répandu, les trois premières fonctions sont assumées par la pompe d'injection. Les deux dernières le sont par l'injecteur.

L'organe de liaison, non indispensable, est constitué par une tuyauterie.

A) LA POMPE D'INJECTION (fig. VI. 1a, b et c)

Du type à piston, aspirante et refoulante, elle consiste essentiellement en :

- Un cylindre et un piston, tous deux en acier fondu à 1 % de C et 1 % de Cr environ
- Une lumière d'admission par laquelle le combustible est admis dans le cylindre pendant la course d'admission
- Un clapet par lequel le combustible est refoulé
- Et un mécanisme assurant au piston un mouvement alternatif dans le cylindre : ce dispositif est le plus couramment une came qui agit sur le piston pendant la course de refoulement et un ressort qui le rappelle pendant la course d'admission.

A chaque coup de piston, la pompe refoule directement dans l'injecteur une certaine quantité de combustible. Des trous ménagés à la partie supérieure du cylindre permettent d'admettre, par gravité ou par pression, du combustible. Lorsque le piston plongeur est au point mort bas, le cylindre est plein de combustible. Il arrive un moment

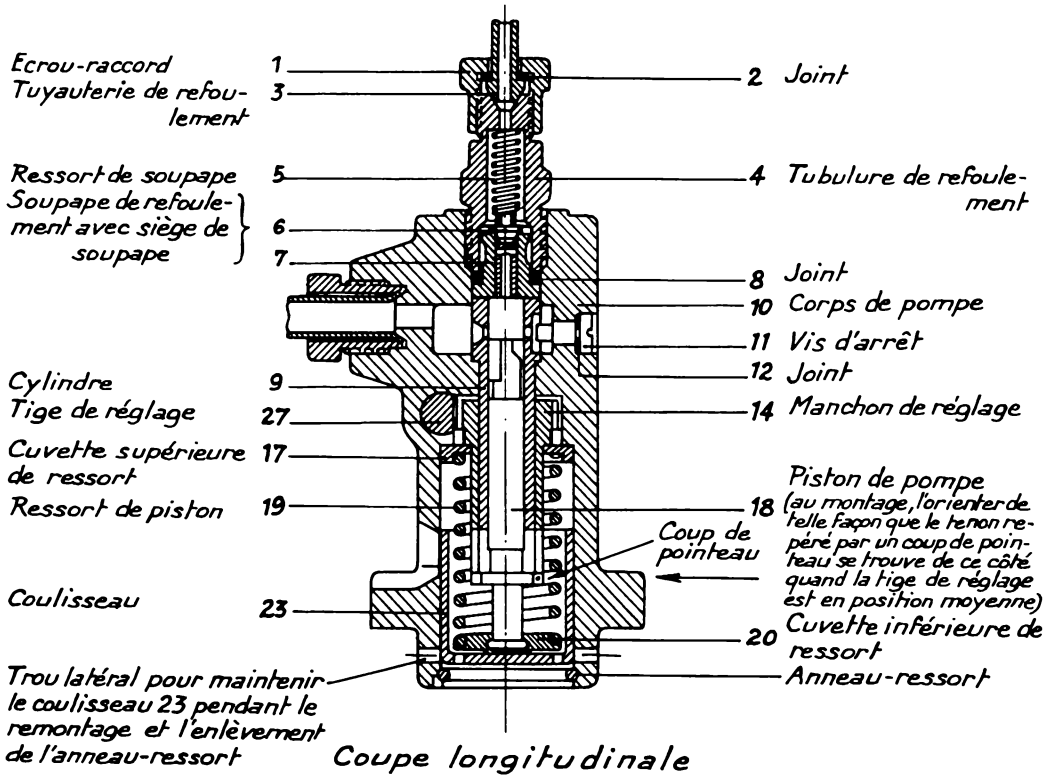


Fig. VI. 1a. - Pompe assemblée.

Fig. VI. 1b. - Pompe d'injection. Détails.
(document Précision Mécanique)

Légende

Repères	Désignation	Repères	Désignation
1	Carter	21	Rondelle de la vis d'arrêt
2	Ensemble piston-cylindre	22	Vis d'arrêt du corps de piston
3	Pignon	23	Joint de la vis de purge
4	Crémaillère creuse	24	Vis de purge
5	Coupelle supérieure	25	Joint du bouchon de vidange
6	Ressort de rappel	26	Bouchon de vidange
7	Coupelle inférieure	27	Joint de raccord d'arrivée
8	Poussoir	28	Bouchon creux
9	Jonc	29	Raccord d'arrivée
10	Siège de clapet inférieur	30	Vis de raccord d'arrivée
11	Siège de clapet supérieur	31	Plaque d'identité
12	Bille	32	Clous de fixation de la plaque d'identité
13	Ressort		
14	Butoir		
15	Circlips		
16	Joint de refoulement	50	Ensemble du clapet supérieur
17	Joint de raccord de refoulement	51	Ensemble du clapet inférieur
18	Raccord de refoulement		
19	Rondelle du tuyeau de refoulement		
20	Ecrou du raccord de refoulement		

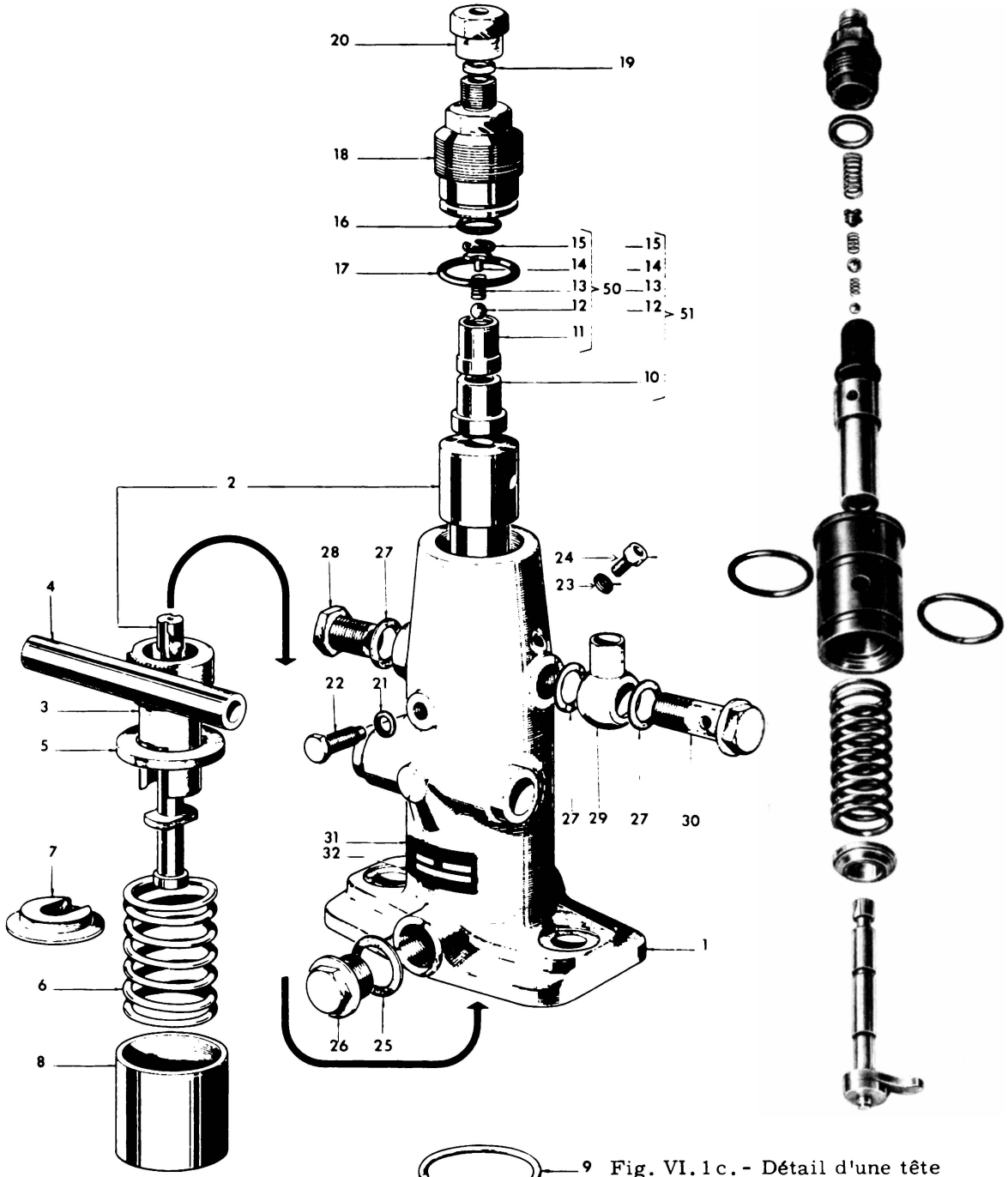


Fig. VI. 1 c. - Détail d'une tête hydraulique de pompe à injection.

(document SIGMA)

où le piston vient, en montant, masquer les deux orifices ; le combustible est alors mis sous pression et l'arête supérieure du piston contrôle le commencement du refoulement. Ce refoulement se poursuit tant que l'arête inférieure de la tête du piston n'a pas découvert l'un des orifices d'admission, orifice qui constitue alors l'orifice de retour ; à ce moment le combustible peut s'échapper de la chambre supérieure grâce à une rainure verticale ménagée dans la tête du piston.

On conçoit qu'il suffit de prévoir oblique l'une des arêtes de la tête du piston pour que, par rotation du piston autour de son axe, l'on puisse faire varier la quantité de combustible injecté. Ainsi, pour une course géométrique constante, solution mécaniquement très intéressante, le piston peut posséder une course utile variable.

Aussitôt que l'arête inférieure a découvert l'orifice de retour, il se produit une chute de pression dans la chambre supérieure et le clapet de refoulement, sollicité par un ressort, se ferme. Jusqu'au prochain temps de compression, la tuyauterie et l'injecteur sont isolés de la pompe, hydrauliquement parlant. Il y a intérêt à ce que la fermeture de ce clapet s'accompagne d'une chute de pression dans la tuyauterie, ceci afin d'obtenir une fin d'injection bien franche. Pour cela, certains constructeurs prévoient, sous la tête du clapet, un épaulement dit de réaspiration qui, s'emboîtant dans le guide lors de la fermeture du clapet, augmente le volume disponible pour le liquide restant dans la tuyauterie d'une quantité égale au volume de cet épaulement. Ces constructeurs assurent que la fermeture de l'injecteur est ainsi plus rapide qu'avec un clapet à billes, par ailleurs plus simple et plus résistant.

On conçoit qu'il est possible de prévoir oblique l'arête supérieure de la tête du piston plongeur et de disposer ainsi d'une avance à l'injection variable avec la charge. Avec la solution à avance fixe les consommations aux charges partielles sont meilleures, mais avec une avance diminuant avec la charge on peut, aux charges partielles, diminuer les pressions maximales d'inflammation et soulager ainsi le moteur. Cette solution est intéressante dans tous les cas où, aux vitesses partielles, le couple demandé est très inférieur au couple que le moteur peut normalement fournir (cas des moteurs marins accouplés à une hélice). Elle l'est évidemment dans le cas de groupes électrogènes alternatifs fonctionnant souvent à charge variable.

On ne perdra pas de vue que le début et la fin d'injection du combustible dans le cylindre sont nettement retardés par rapport aux positions de début et de fin de refoulement fixées par la pompe d'injection (voir fig. VI. 7) ; le décalage est d'autant plus important que le débit par course est plus élevé : une pompe à avance fixe permet donc

de mieux satisfaire aux exigences de combustion résumées en III. 3 puisqu'elle diminue l'avance à l'injection quand la charge croît.

Les caractéristiques des pompes :
- Diamètre des pistons
- Profil des cames

dépendent de celles des moteurs auxquels elles sont destinées, à savoir:
- Puissance par cylindre
- Vitesse de rotation
- Forme de la chambre de combustion.

Bien que ces caractéristiques de pompe soient déterminées par le constructeur spécialiste de ces pompes, il est néanmoins bon de connaître le principe de ces déterminations.

Avec un air de densité 1,2 et un rendement volumétrique de 0,83 (chiffres voisins de la réalité pour un moteur 4 temps rapide non suralimenté), un litre de cylindre contient un gramme d'air qui peut brûler 0,05 gramme de combustible , soit 0,06 cm^3 . La course utile du piston plongeur ne pouvant être en général que le 1/4 environ de sa course géométrique, la cylindrée géométrique totale de l'élément de pompe devra être de :

$$0,06 \times 4 = 0,24 \text{ cm}^3 \text{ par litre de cylindrée}$$

Compte tenu de ce que le dosage peut devenir précaire à faible charge si, au régime de puissance nominale, la course utile est inférieure au 1/5 de la course géométrique, compte tenu du fait que les levées de cames sont pratiquement de :

8 millimètres pour des diamètres de piston de 4 à 8
10 millimètres pour des diamètres de piston de 6 à 10
13 millimètres pour des diamètres de piston de 10 à 16

on en déduit le diamètre du piston plongeur.

Pour déterminer la pente moyenne de la came, il faut se fixer un taux d'introduction V = volume engendré par le déplacement du piston plongeur pour un degré de rotation du vilebrequin et par litre de cylindrée.

La valeur de V est déterminée empiriquement ; elle est voisine de :

$$V \text{ mm}^3/\text{degré vil/litre} = K\sqrt{\frac{N}{1\,000}} \text{ pour } N < 1\,000$$

$$= K\sqrt{\frac{N}{1\,200}} \text{ pour } N > 1\,500$$

avec K = 4 pour moteurs à injection directe
pour moteurs à réserve d'air
K = 3 pour moteurs à chambre Comet
pour moteurs à préchambre.

Quelques données numériques concernant les pompes d'injection

a) Durée de refoulement en degrés de vilebrequin :
10 à 15 degrés pour moteurs à injection directe
10 à 20 degrés pour moteurs à chambre de réserve d'air
15 à 20 degrés pour moteurs à chambre Comet ou préchambre.

b) Ordre de grandeur de la puissance absorbée par la pompe.
Pression d'injection x vol. injecté par s :

$$\frac{kg}{m^2} \times \frac{m^3}{s} = \frac{kg \cdot m}{s}$$

de l'ordre de 0,4 % de la puissance développée par le moteur (rendement de transmission non compris).

° ° °

Ce système d'injection, présentant l'intérêt de réaliser au moyen d'un seul organe les fonctions de dosage et de refoulement sous pression, possède l'avantage de comporter le minimum de pièces et de surfaces, de fonctionner sans chocs et avec le minimum d'inertie. Il permet donc la réalisation de mouvements alternatifs à grande fréquence et est, de ce fait, presque universellement adopté par les constructeurs de moteurs rapides. Néanmoins la vitesse de rotation des moteurs Diesel est, en fait, surtout limitée par la vitesse maximale admise par les pompes (maximum actuellement (1960) de 2 000 tr/mn).

Mais son fonctionnement ne peut être assuré qu'au prix d'une exécution d'une précision extrême : malgré la très haute pression, l'étanchéité est, en effet, obtenue par la réalisation d'un jeu de l'ordre du micron entre le piston plongeur et la chemise ; l'état de surface doit donc être et se maintenir parfait. Par ailleurs, la précision des instants de début et de fin de refoulement, donc du dosage, repose uniquement sur la perfection des trous forés dans la tête du cylindre.

Les fuites entre piston plongeur et cylindre sont proportionnelles

à la pression, au diamètre du piston et au carré du jeu moyen entre piston et cylindre. Elles sont inversement proportionnelles à la longueur des parties rodées formant joint et à la viscosité du combustible. (On note donc que la longueur de la partie rodée a une influence moindre que le jeu entre piston et cylindre.)

Aussi la fabrication de tels organes ne peut être menée à bien que par des constructeurs spécialistes qui, pour produire à un coût industriel, doivent travailler en grande série.

Dès les débuts du moteur rapide, on a rassemblé les pompes d'injection d'un moteur à n cylindres en un même bloc, solution qui procure une simplification du dessin et de fabrication du moteur. Un tel bloc (fig. VI. 2) présente l'intérêt de ne posséder qu'un seul arbre à cames pour l'entraînement des n pompes, arbre à cames qui, comme une magnéto, peut être branché par un simple manchon à la distribution du moteur ; on peut lui adjoindre aisément le régulateur de contrôle du moteur et, éventuellement, le dispositif d'avance variable en fonction de la vitesse. L'organe de réglage des débits (une crémaillère le plus souvent) est également unique ; du fait de la simplicité et de la précision du système doseur, il est possible de réaliser l'identité des débits des diverses pompes individuelles.

L'autonomie de la pompe-bloc, par ailleurs d'un maniement aisé, lui permet, une fois réglée à un banc d'essai spécial, d'être conservée en magasin prête à l'utilisation.

Lorsque la pompe-bloc est située en un endroit où elle risque d'être échauffée (dans l'angle du V d'un moteur suralimenté), il importe de lui fournir un débit de combustible plusieurs fois supérieur à la quantité injectée, le supplément retournant au réservoir après avoir refroidi la pompe ; faute de cette précaution, la température du combustible augmenterait au sein de la pompe au point que le poids de combustible refoulé par le piston le plus éloigné de l'entrée du combustible pourrait être inférieur de 10 % à la quantité requise.

Par ailleurs lors de la mise en place d'un cylindre dans ladite pompe il importe d'apporter grand soin à son parfait positionnement afin d'éviter tout déphasage entre les calages d'injection, déphasage pouvant également survenir en cas d'usure anormale de l'une des cames de l'arbre de la pompe-bloc.

Mais avec l'avènement de moteurs très rapides multicylindres, ce type "pompe-bloc" s'est avéré encore trop onéreux du fait de la diminution du prix du cheval du moteur et de l'augmentation corrélative du prix au cheval de la pompe dont le nombre d'éléments croissait.

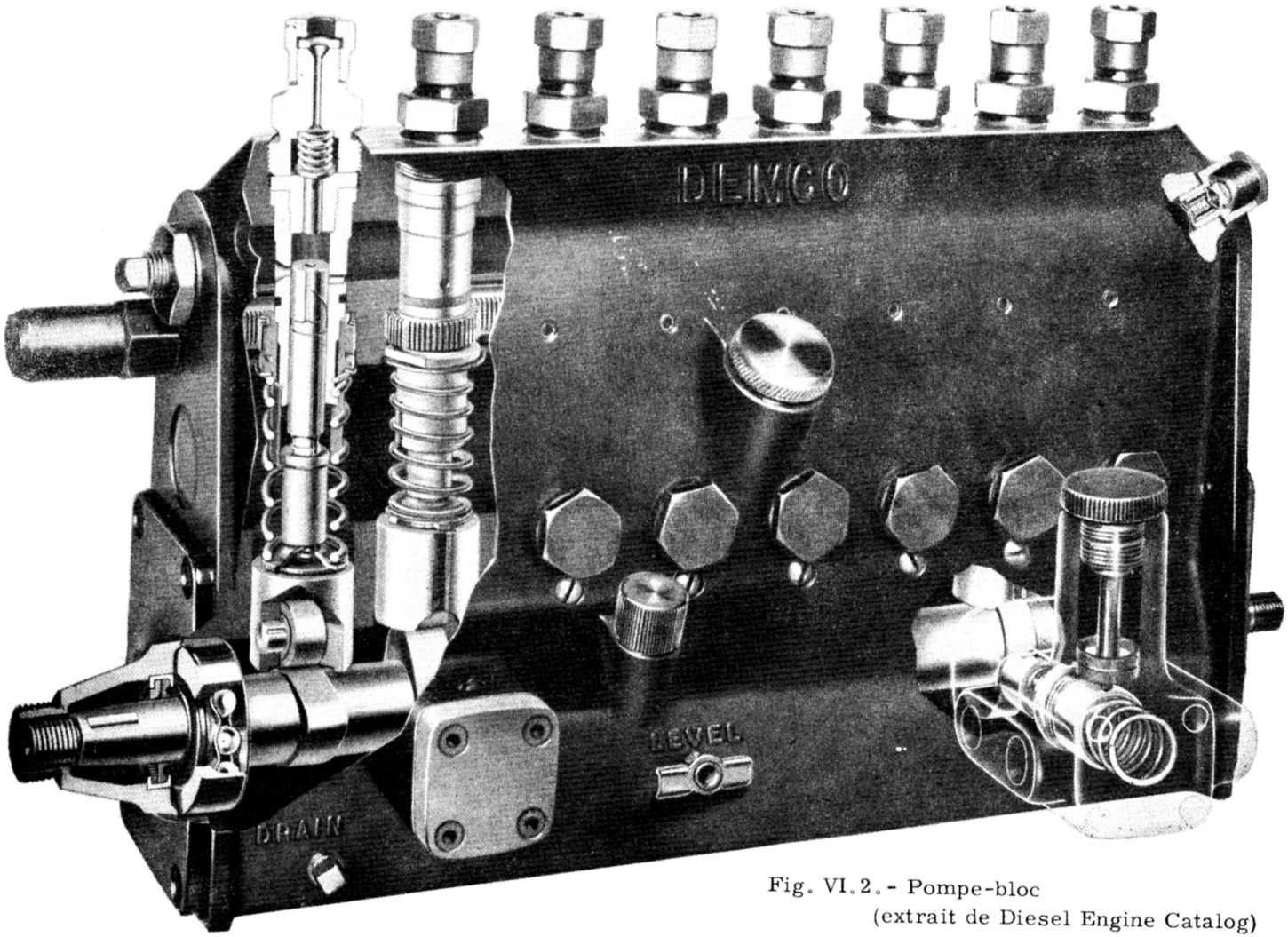


Fig. VI.2. - Pompe-bloc
(extrait de Diesel Engine Catalog)

La nécessité économique d'une pompe à piston unique, mettant en pression, dosant et distribuant, s'est faite impérieuse pour les moteurs de faible cylindrée.

L'American Bosch et Roosa aux U.S.A., la Précision mécanique en France ont réalisé une telle pompe. La pompe française possède en son intérieur un dispositif de régulation du moteur d'une grande simplicité.

° ° °

Toutes les fois où le réservoir à combustible n'est pas en charge sur la pompe d'injection, il faut prévoir une pompe d'alimentation (on dit souvent pompe de relevage) et, si celle-ci est entraînée directement par le moteur, une petite nourrice de lancement, nourrice en charge qui peut d'ailleurs être constituée par le filtre à combustible.

On s'évertuera à faire cheminer le circuit de combustible en dehors des parties exposées au froid. L'étanchéité des tuyaux devra être parfaite à cause des dangers d'incendie ; en particulier, les types de raccords et les matières des joints devront avoir été éprouvés.

La filtration du combustible est très importante. On prévoira de préférence deux étages de filtres : un premier filtre, dégrossisseur, sera placé à l'aspiration de la pompe d'alimentation ; un second filtre, arrêtant les poussières de la dimension du micron et l'eau, sera situé sur le refoulement : le filtre avec manchon en papier spécial (diatrose) est de plus en plus utilisé. La dimension des manchons sera évidemment fonction du débit du combustible. On pourra avantageusement prévoir un filtre à double corps permettant le nettoyage et l'échange des manchons sans arrêter le moteur. On prévoira des écoulements de récupération sous les filtres.

Les dimensions des tuyauteries seront telles que le combustible puisse circuler à la vitesse d'environ 1 m/s à l'aspiration et 2 à 3 m/s au refoulement. Les tuyauteries d'injection et de retour des fuites seront raccordées à l'injecteur en dehors du capot couvre-culasses.

B) L'INJECTEUR

La fonction d'un injecteur de moteur Diesel est d'introduire dans le cylindre moteur à un instant donné et pendant un temps donné extrêmement court une quantité donnée et très faible de combustible et de l'y répartir en un état pulvérisé donné selon une loi qui est fonction, dans l'espace et dans le temps, du type de chambre de combustion

adopté et qui, si possible, tienne compte des variations de vitesse de rotation du moteur.

La durée pendant laquelle s'effectue l'injection est extrêmement limitée ; pour un moteur tournant à 1 500 tr/mn elle est de l'ordre de 1/300 de seconde, la quantité de combustible injectée à chaque cycle étant à pleine charge de l'ordre de 0,3 gramme. La combustion ne peut être correcte que sous réserve que le début et surtout la fin de l'injection soient absolument francs et ne s'accompagnent pratiquement d'aucun régime transitoire, même à caractère instantané - disons de l'ordre d'une fraction du millième de seconde - tant dans la loi de débit que dans la qualité de la pulvérisation. Du fait :

- De ces considérations
- Des variations que présentent la température, la pression, la vitesse et la turbulence de l'air présent dans la chambre de combustion lors de l'injection

on conçoit que l'on ne puisse définir autrement que par empirisme les caractéristiques exactes que doit présenter l'injecteur appelé à fonctionner sur un moteur donné.

On sait néanmoins par quels moyens il est possible d'influencer la forme du cône d'injection, son pouvoir de pénétration, sa finesse de pulvérisation, donc de choisir le type général d'injecteur paraissant devoir convenir à un type donné de chambre de combustion utilisée dans des conditions données de vitesse de rotation et de charge d'un moteur donné.

L'injecteur équipant les moteurs modernes est toujours à pulvérisation mécanique et presque toujours à commande hydraulique. Cet injecteur est constitué :

- D'un porte-injecteur
- D'un injecteur proprement dit, souvent dénommé buse.

Cette buse est composée d'un corps cylindrique creux en acier de cémentation à 1 % de Cr à l'intérieur duquel coulisse, avec un jeu de l'ordre de 2 à 3 μ, une aiguille en acier à haute teneur en tungstène (18 %), à 3 - 5 de Cr et à 2 de Va, trempé à l'huile vers 1 200°C et revenu vers 550°C. Ces deux pièces étant appairées et rodées, il n'est pas possible de les interchanger.

Le combustible sous pression arrivant par le porte-injecteur est amené, par des canaux percés dans la buse, à une chambre située dans le nez de la buse, chambre obturée par l'extrémité de l'aiguille. Le nez de la buse contient l'organe d'introduction et de pulvérisation du combustible dans le cylindre moteur.

Nous avons vu, à propos des chambres de combustion, qu'il y a deux types d'injecteurs (fig. VI. 3) :

a) L'injecteur à trous multiples, dit injecteur à trous.

b) L'injecteur à trou unique, souvent avec aiguille à téton.

a. L'extrémité de la buse est percée de trous capillaires dont le diamètre, la longueur et la disposition varient avec le débit du combustible et la forme de la chambre de combustion.

b. L'extrémité de la buse est percée d'un trou central de gros diamètre (1 à 3 mm) et l'extrémité de l'aiguille présente, le plus souvent, un téton d'un diamètre légèrement inférieur. On obtient ainsi, lors de la levée de l'aiguille, un passage annulaire qui donne un jet conique dont l'angle dépend de la forme du téton.

Fonctionnement élémentaire de l'injecteur. - La position "fermeture" de l'aiguille est assurée par un ressort situé dans le porte-injecteur. Lorsque l'onde de pression de refoulement du combustible pénètre dans la chambre de la buse, elle exerce sur le collet de l'aiguille une force $\vec{F}_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\,p$ qui, supérieure à la tension $\vec{F}$ du ressort, soulève l'aiguille et permet l'introduction du combustible. Dès que l'aiguille est soulevée, la pression p s'exerce sur toute la section de l'aiguille et $\vec{F}_1$ devient $\vec{F}_2 = \frac{\pi}{4} D^2\,p$. Du fait de cette brutale augmentation $\vec{F}_2 - \vec{F}_1$, l'aiguille se lève brusquement ce qui est excellent. Mais il faut, par une butée, limiter le déplacement pour éviter des mouvements désordonnés, une variation nuisible du volume de la chambre et des efforts excessifs sur l'aiguille. Il importe de plus que le pointeau de l'aiguille reste au voisinage immédiat du pulvérisateur pour limiter les effets de la détente du liquide entre clapet de refoulement de la pompe et pulvérisateur ; le pointeau joue ainsi un rôle de soupape de contrôle de décharge.

Lorsque le refoulement cesse, p tombe à p' ; l'aiguille se referme pour p_f compris entre p et p', tel que $\vec{F}_3 = \frac{\pi}{4} D^2 . p_f = \vec{F}$ ressort. Il suffit de choisir p_f assez élevé pour que théoriquement il n'y ait aucune introduction de combustible à une pression insuffisante.

On conçoit l'importance du rapport $\frac{d}{D}$; pour améliorer la tenue du pointeau et du siège, donc pour conserver une bonne étanchéité du siège et une bonne combustion, il y a intérêt à avoir d aussi grand que possible. Mais si l'on augmente trop d, on encourt des risques de ratés d'injection au ralenti, car p étant alors plus faible $\vec{F}_1$ peut devenir $< \vec{F}$.

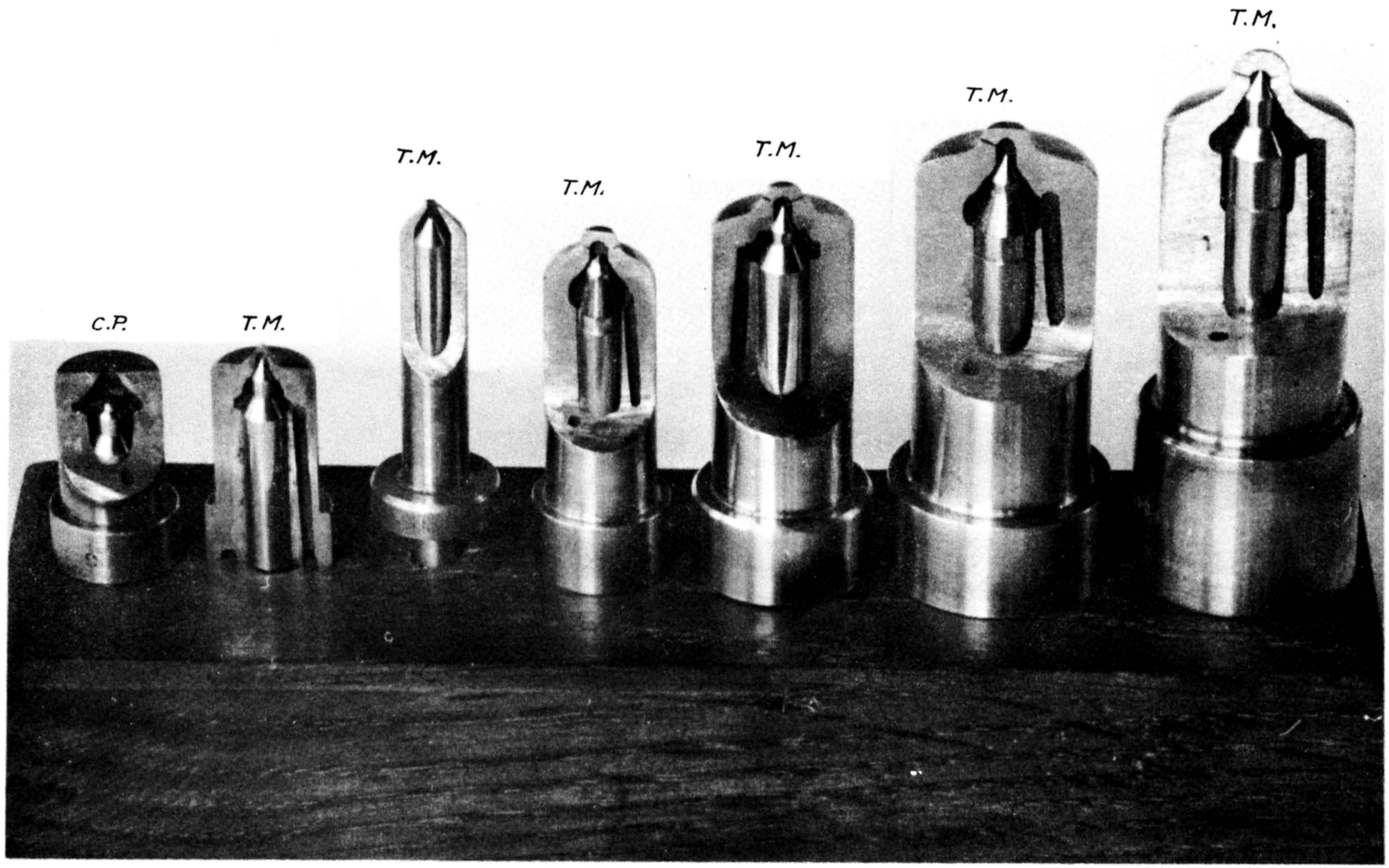


Fig. VI.3.- Coupes de quelques injecteurs à tuyères multiples (T.M.) ou à cônes de pulvérisation (C.P.) montrant : la disposition de l'organe de pulvérisation, les dimensions relatives des sections : s et S de l'aiguille.

Rôle des paramètres de construction et de réglage

Les principaux paramètres sont :

- La pression donnée au combustible par la pompe
- Les diamètre, longueur, forme et disposition des orifices de la buse de l'injecteur
- Les caractéristiques physiques du combustible.

1. Pression donnée au combustible par la pompe

α) Cette pression agit directement sur la vitesse de sortie du liquide et est donc liée, de ce fait, au débit.

La vitesse de déplacement du jet, qui à la sortie se situe pratiquement entre 75 et 200 m/s, diminue rapidement mais n'en assure pas moins une répartition primaire du combustible.

β) Le principal effet de la pression s'exerce sur la finesse de pulvérisation. La pénétration des gouttelettes variant en sens inverse de leur finesse, il s'ensuit que le réglage de la pression constitue un excellent moyen d'ajuster la pénétration du jet et celle des particules.

2. Caractéristique des trous

α) Dans le cas d'injecteur à trous, le diamètre de ceux-ci est de l'ordre de quelques dixièmes de mm. On ne descend jamais au-dessous de 2/10 (usinage, tenue en service). Le diamètre des gouttelettes étant de l'ordre du $\frac{1}{100}$, il s'ensuit que, contrairement à ce que l'on serait tenté de croire, le diamètre des trous influe très peu sur la finesse de pulvérisation. Si ce diamètre croît, la pression baisse et la pulvérisation diminue ; mais, le débit instantané augmentant, la pression se rétablit et la pulvérisation revient au voisinage de sa valeur antérieure.

Dans le cas d'injecteur à trous, le facteur le plus important est le rapport $\frac{\text{longueur}}{\text{diamètre}}$ de l'orifice qui, en général voisin de 4, peut descendre jusqu'à 1. Plus ce rapport est faible, plus la pénétration diminue de profondeur et plus augmente l'angle du cône de chaque jet.

La pérennité du fonctionnement correct d'un injecteur à trous est subordonnée à la concentricité du cône du siège et de l'axe de l'alésage guide de l'aiguille. Cette concentricité doit être assurée à 0,25 micron près. Pour cela, on a recours, pour l'usinage de ce siège, à de petites meules coniques tournant à 3 000 tr/s et qui travaillent par chariotage.

β) Dans le cas d'injecteur à téton, la forme du trou (de 1 à 2 mm de diamètre) a une grosse influence sur la pénétration, la pulvérisation et l'angle au sommet du cône du jet. Cet angle, compris en général entre 4 et 15 degrés, peut atteindre 30 degrés voire 60 degrés . Sauf dessin très spécial, l'uniformité du jet peut être détruite par la moindre imprécision de fabrication dès que l'angle dépasse 12 degrés.

La concentricité du téton et du trou est également d'une grande importance.

3. Caractéristiques physiques du combustible

Bien que celles-ci varient peu, leurs variations n'en sont pas moins de nature à modifier les conditions d'injection et de combustion.

Faisons tout d'abord remarquer que le système d'injection introduit un volume de combustible qui agit en fonction de son poids. Donc, à pouvoir calorifique égal et à réglage d'injection égal, un moteur donnera d'autant plus de chevaux que le combustible sera plus lourd.

L'augmentation de puissance peut atteindre 5 % lorsque la densité croît de 0,810 à 0,870.

La viscosité est également une caractéristique dont il faut tenir compte . Un combustible trop visqueux formera des particules plus importantes qui brûleront mal et qui, du fait de leur masse, atteindront les parois. Un combustible trop fluide provoquera une faible pénétration du jet, donc une mauvaise combustion et une diminution du débit de la pompe (augmentation des fuites) donc une perte de puissance. Il importe de ne pas oublier que la viscosité est fonction de la température. Pratiquement, il est bon pour les moteurs rapides de choisir un combustible dont la viscosité cinématique soit, à 20°C, voisine de 7 ± 2 centistokes.

Il est évidemment indispensable que le combustible soit soigneusement filtré ; dans le cas d'injecteur à trous pour des moteurs de moins de 200 d'alésage, il y a intérêt à ce que la filtration permette d'éliminer jusqu'aux impuretés voisines du micron, ainsi que l'eau qui peut s'être introduite dans le combustible durant les remplissages.

Le constructeur du moteur ne devra pas perdre de vue que le nez de l'injecteur est nécessairement porté à une température assez élevée ; si cette température dépasse 250°C , il se formera sur ce nez un dépôt de carbone, et ce avec le meilleur des combustibles ; avec le pire de ceux-ci, il n'y aura par contre aucun dépôt si la température reste inférieure à 150°C. On ne peut, sur les moteurs rapides, songer à refroidir l'injecteur par circulation interne d'eau. Il convient

donc d'étudier tout particulièrement la circulation d'eau dans la culasse, afin que le refroidissement de l'injecteur soit aussi intense que possible.

Les combustibles chargés en soufre peuvent déposer des vernis sur le corps de l'aiguille et dans le cylindre de guidage ; pour éviter tout coincement de l'aiguille, on peut reporter le guidage vers le haut dans les régions plus froides (injecteur à guide d'aiguille (fig. VI.4) ou à longue tige).

Compressibilité du combustible. - Cette compressibilité est d'environ 1/14 000 en volume par atmosphère d'augmentation de pression.

Supposons que la différence entre la pression d'ouverture et la pression de fermeture de l'injecteur soit de 50 kg/cm^2 et que la capacité de la tuyauterie reliant la pompe à l'injecteur soit de 5 cm^3. Si la quantité de combustible refoulée par la pompe à chaque course utile est inférieure à :

$$50 \text{ kg/cm}^2 \times 5\,000 \text{ mm}^3 \times \frac{1}{14\,000} = 18 \text{ mm}^3$$

il n'y aura pas injection à chaque course utile.

Lorsqu'il faut injecter de faibles quantités de combustible à des pressions élevées (petits moteurs à injection directe) il importe donc :

1.- Que la pression de fermeture soit aussi voisine que possible de la pression d'ouverture, donc que le rapport :

$$\frac{\text{diamètre du pointeau d}}{\text{diamètre de l'aiguille D}}$$

soit aussi grand que possible. Mais alors la fermeture de l'injection ne pourra être franche que sous réserve que la pompe et le clapet de refoulement fassent tomber brusquement la pression dans la tuyauterie.

2.- Que le volume de la canalisation de liaison entre pompe et injecteur soit aussi faible que possible.

° ° °

Il y a également le plus grand intérêt à réaliser la liaison entre l'injecteur et les tuyauteries d'amenée de combustible et de retour de fuites en dehors de la culasse, afin d'éviter, lors d'un desserrage intempestif d'un raccord, toute augmentation de la dilution de l'huile de graissage.

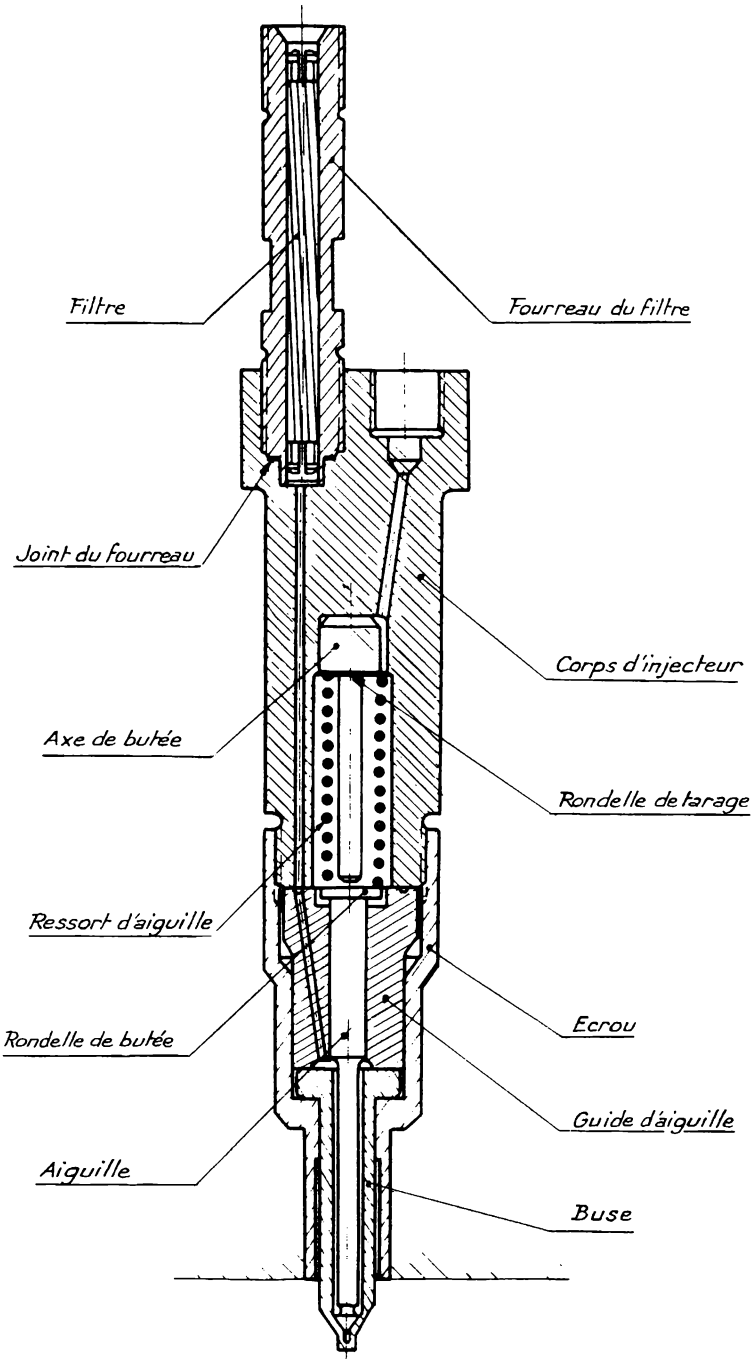


Fig. VI. 4. - Injecteur à guide d'aiguille.
(document SAURER)

Enfin, le système de maintien de l'injecteur dans la culasse devra être réalisé de façon telle que l'injecteur puisse être mis en place et bloqué dans son logement sans subir aucune déformation.

C) FONCTIONNEMENT HYDRODYNAMIQUE SCHEMATIQUE DE L'ENSEMBLE POMPE-TUYAUTERIE-INJECTEUR

Les problèmes soulevés par l'injection de combustible s'apparentent à ceux du "coup de bélier" dans les conduites hydrauliques. Mais si, dans le cas des conduites hydrauliques soumises à une modification brusque de l'équilibre du flux, les considérations de contraintes auxquelles est soumise la construction sont primordiales, dans le cas d'un système d'injection, par contre, les points de première importance sont les périodes et les amplitudes des changements de vitesse et de pression du flux de combustible.

1. Poussée de refoulement

Soit s la section du tuyau d'injection. L'épaisseur de la paroi d'un tube d'injection est telle, comparativement au diamètre, que ce tube peut être considéré comme rigide.

Au début du refoulement, le combustible s'y déplace avec une vitesse u_o telle que $u_o s$ = débit de la pompe.

Mais il se crée en même temps dans le tuyau une onde dont le front se déplace à la vitesse a = célérité du son dans le liquide considéré.

Tout se passe comme si on avait introduit le volume $u_o s$ dans le volume a s. Il s'ensuit une élévation de pression dite "poussée de refoulement" égale à :

$$p_o = \frac{E\, u_o\, s}{a\, s} = \frac{E\, u_o}{a}$$

avec :

E = module de compressibilité
= 14 000 kg/cm^2
= 140 000 t/m^2.

Mais :

$$a = \sqrt{g \frac{E}{d}}$$

avec :

$\bar{\omega}$ = poids spécifique
= 0,850 t /m^3

d'où:

$$a = \sqrt{\frac{9,81 \times 140\,000}{0,850}} = 1\,270 \text{ m/s}$$

$$p_o(\text{kg/cm}^2) = \frac{14\,000 \times u_o}{1\,270} = 11\, u_o(\text{m/s})$$

En pratique u_o = 25 à 40 m/s donc p_o = 275 à 440 kg/cm^2 .

En contrepartie, il se propage, à la fin du refoulement, une onde derrière laquelle le liquide redevient immobile et à la pression initiale.

2. Influence de l'injecteur

Soit **s** la section efficace des orifices de l'injecteur. La pression d'injection p_i (kg/cm^2) et la vitesse u_i (m/s) du combustible à travers ces orifices sont liées, d'après la loi de Bernoulli, par :

$$p_i = \frac{\bar{\omega}}{2\,g}\, u_i^2 \qquad \text{d'où} \qquad u_i = \sqrt{230\, p_i}$$

La vitesse de déplacement du combustible dans le tuyau est, en régime établi :

$$u = \frac{\varsigma}{s}\, u_i = 15,2\, \frac{\varsigma}{s} \sqrt{p_i}$$

Si l'on veut que la présence de l'injecteur n'apporte aucune perturbation, si en d'autres termes on veut obtenir instantanément dans la tuyauterie un régime permanent, il faut que la section efficace des orifices de l'injecteur soit ς_o telle que p_o y détermine un débit égal à $u_o s$:

$$u_o = \frac{\varsigma_o}{s} \,.\, 15,2 \sqrt{p_o}$$

avec $p_o = 11\, u_o$ d'où :

$$\varsigma_o = 0,02\, s \sqrt{u_o}$$

Si $\varsigma < \varsigma_0$, le débit $u_o s$ refoulé va être supérieur au débit injecté; un débit égal à la différence des deux débits va se réfléchir vers la pompe. Mais ce débit de retour arrivant à la pompe va s'y réfléchir derechef et produire un débit nouveau circulant dans le sens direct.

Au total (fig. VI.5) la pression d'injection va croître, par paliers successifs d'amplitude égale dans le temps $\frac{\text{longueur du tuyau } \ell}{a}$, pour tendre vers une valeur asymptote p telle que :

$$p = \frac{\bar{\omega}}{2g}\left(\frac{s}{\varsigma} u_o\right)^2$$

pression pour laquelle le débit $u_o s$ de la pompe passe par les orifices de section ς. Remarquons en passant que p est bien indépendant de s (donc du diamètre du tuyau) du fait de la relation $u_o s$ = débit de la pompe.

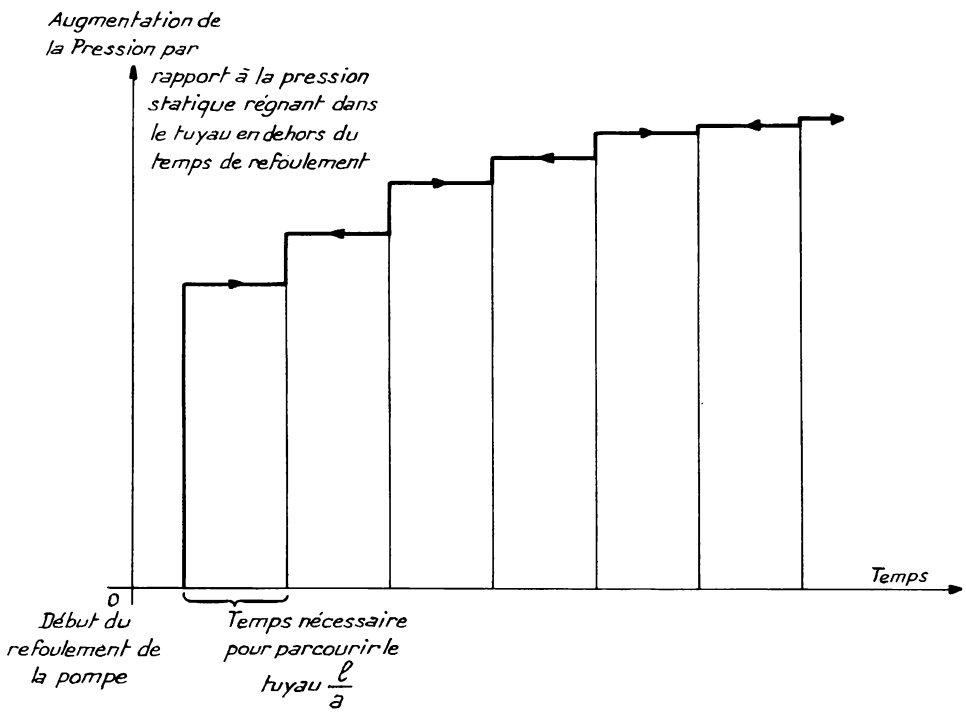


Fig. VI.5. - Allure de la pression au milieu du tuyau. Cas $\varsigma < \varsigma_0$ (cas le plus fréquent)

Si $\varsigma > \varsigma_0$, la pression d'injection tend en décroissant vers la même valeur asymptote.

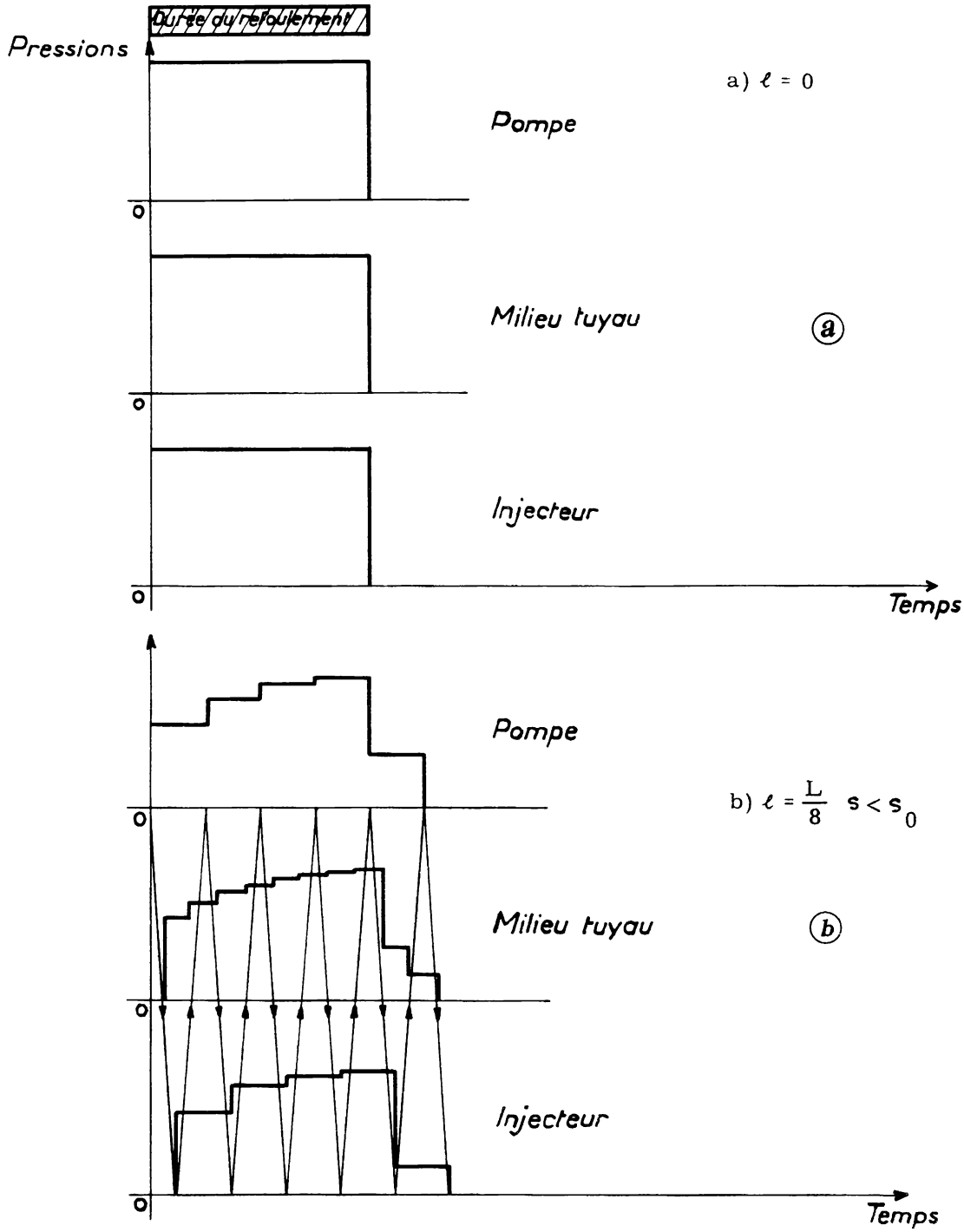
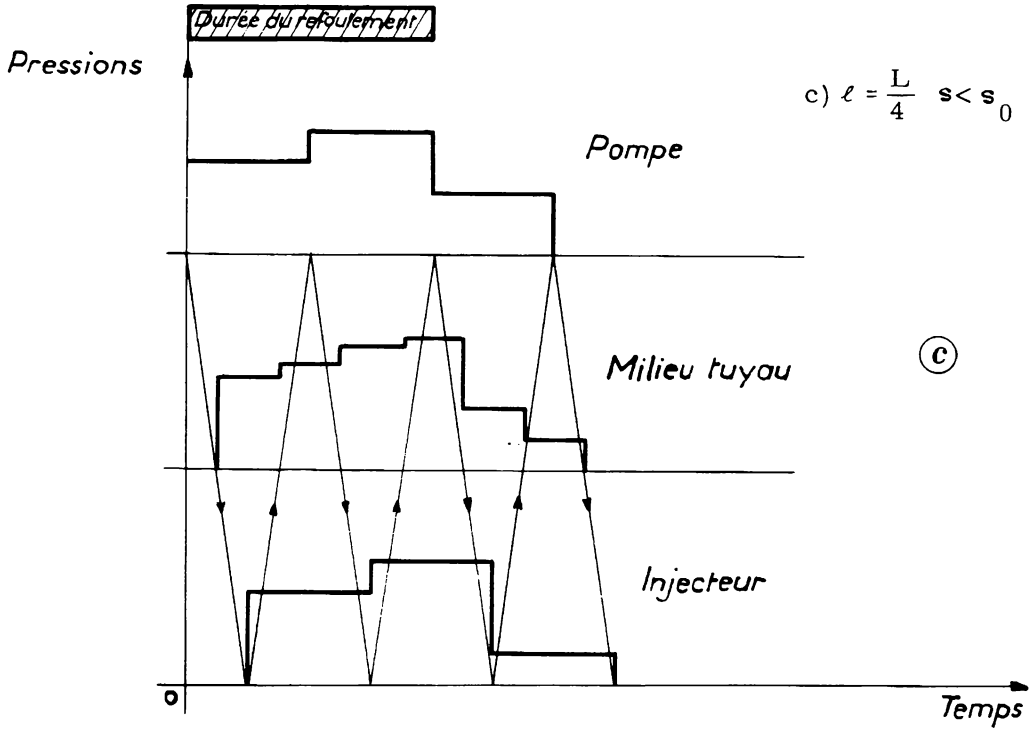
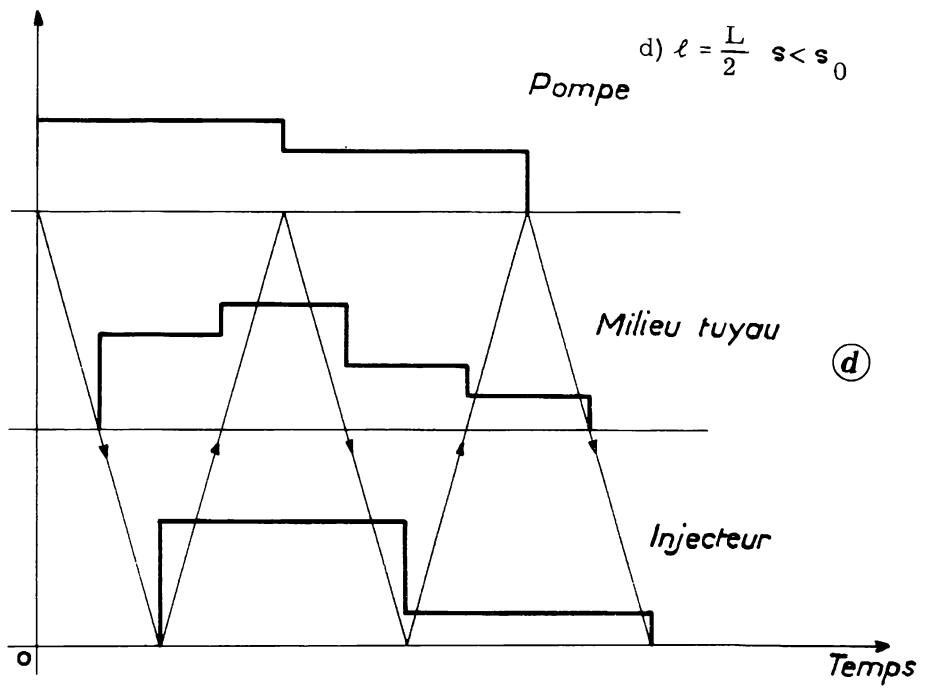
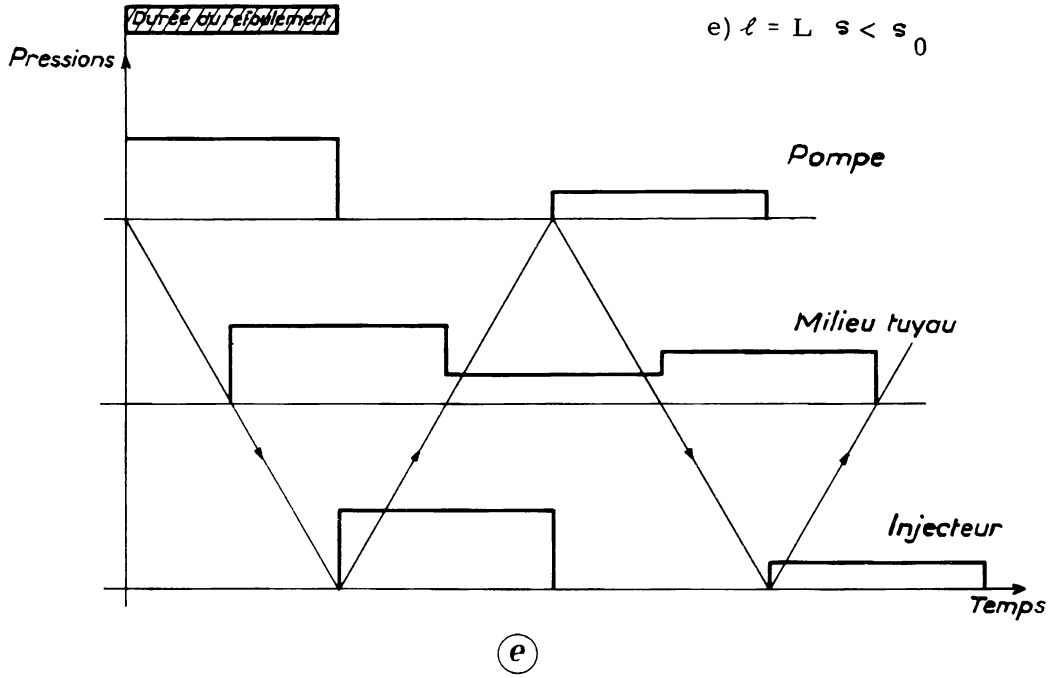


Fig. VI.6 (a b c d e). - Pressions en divers points du système d'injection en fonction du temps.


Durée du refoulement
Pressions
c) $\ell = \frac{L}{4}$ $s < s_0$
Pompe
Milieu tuyau
c
Injecteur
o
Temps


d) $\ell = \frac{L}{2}$ $s < s_0$
Pompe
Milieu tuyau
d
Injecteur
o
Temps



On conçoit que les ondes réfléchies peuvent se superposer à l'onde initiale de diverses façons suivant la longueur du tuyau (fig. VI. 6).

Soit L la distance parcourue par l'onde dans le tuyau pendant la durée de l'injection Ω (en degrés de vilebrequin) ; on a :

$$L = a^{m/s} \times \text{temps pour 1 degré de vil.} \times \Omega = \frac{1\,270^{m/s}}{6\,N^{tr/mn}} . \Omega = \frac{212 . \Omega}{N} \quad m$$

Si $\ell = 0$, on atteint instantanément la pression d'écoulement à travers l'orifice.

Si $\ell \neq 0$:

- La courbe de pression est déformée et cette déformation est tolérable tant que $\ell < \frac{L}{4}$;
- La durée de l'injection effective sera supérieure à celle du refoulement (fig. VI. 7) ;
- A vitesse variable, si N diminue, le rapport $\frac{\ell}{L}$ s'améliore ;
- A charge partielle, Ω décroît ($\Omega_{\text{à vide}} = \frac{\Omega \text{ nominal}}{4}$) et le rapport $\frac{\ell}{L}$ se détériore.

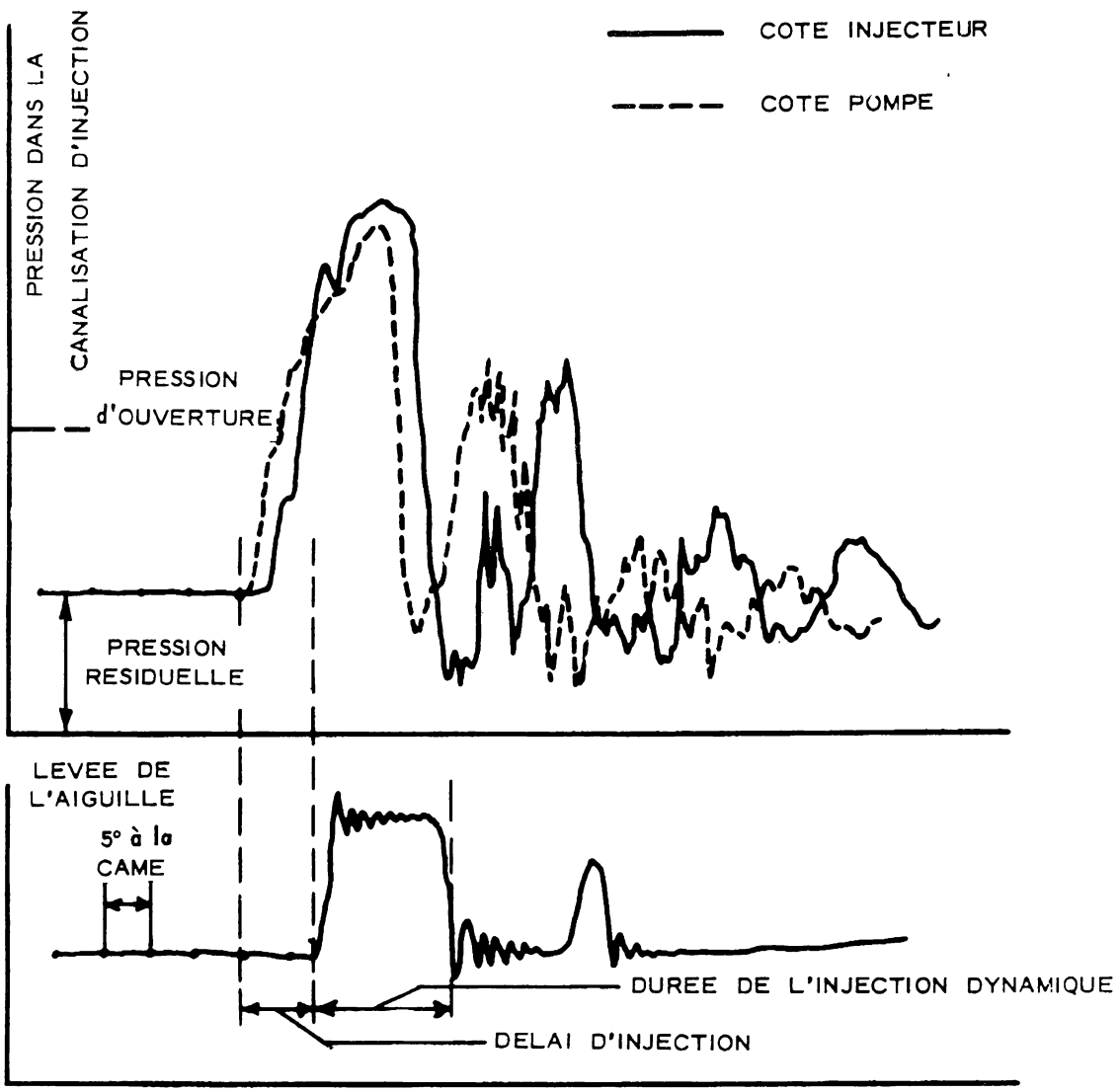


Fig. VI.6 f. - Enregistrement à l'oscillographe de la pression d'injection et de la levée de l'aiguille d'injecteur.
(extrait de BARRETT. SHELL PETROLEUM)

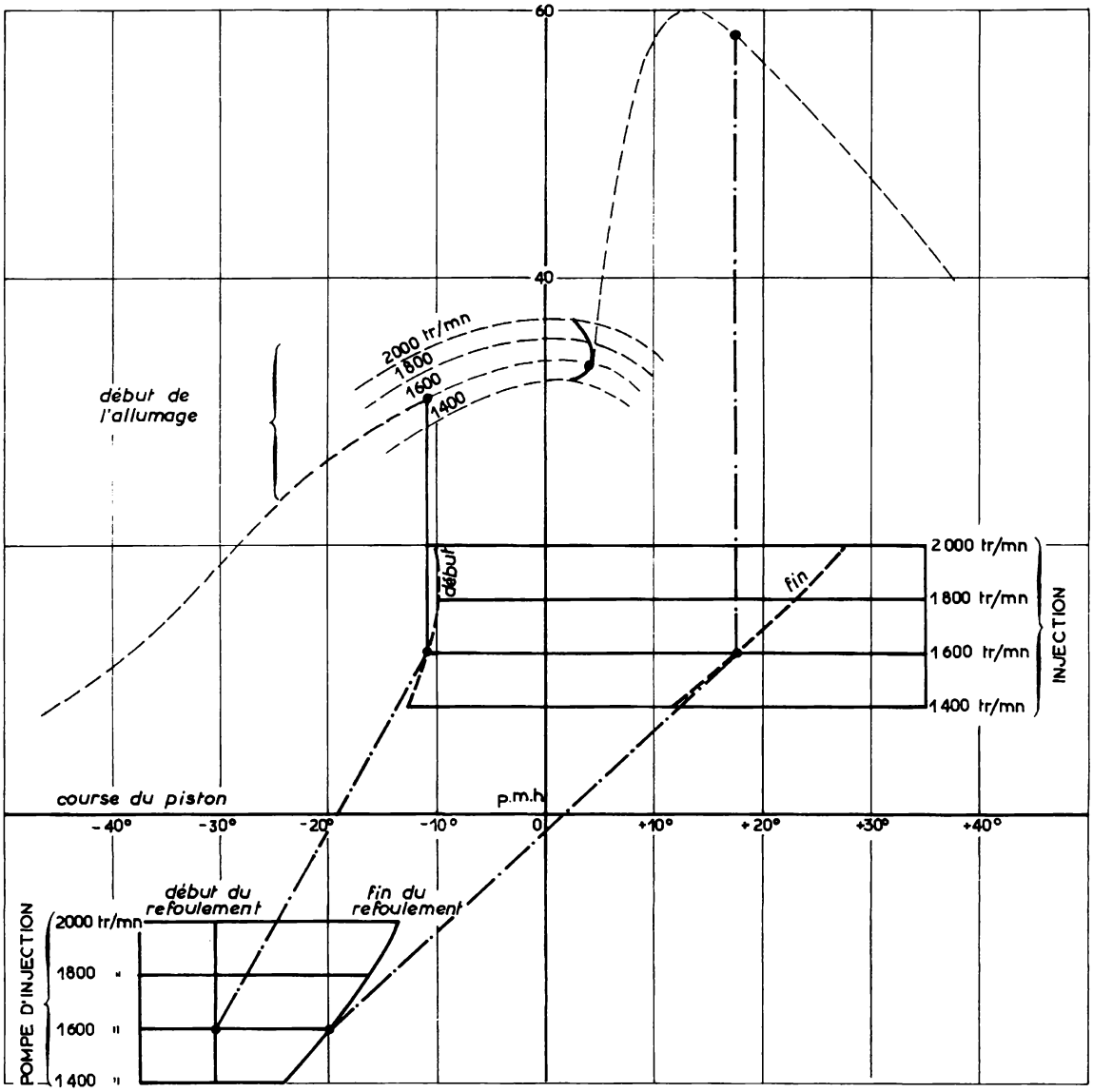


Fig. VI.7.- Positions respectives des temps de refoulement et d'injection du combustible et du début d'allumage d'un moteur rapide (136, 5 x 158) à chambre de précombustion.

(document PACKARD)

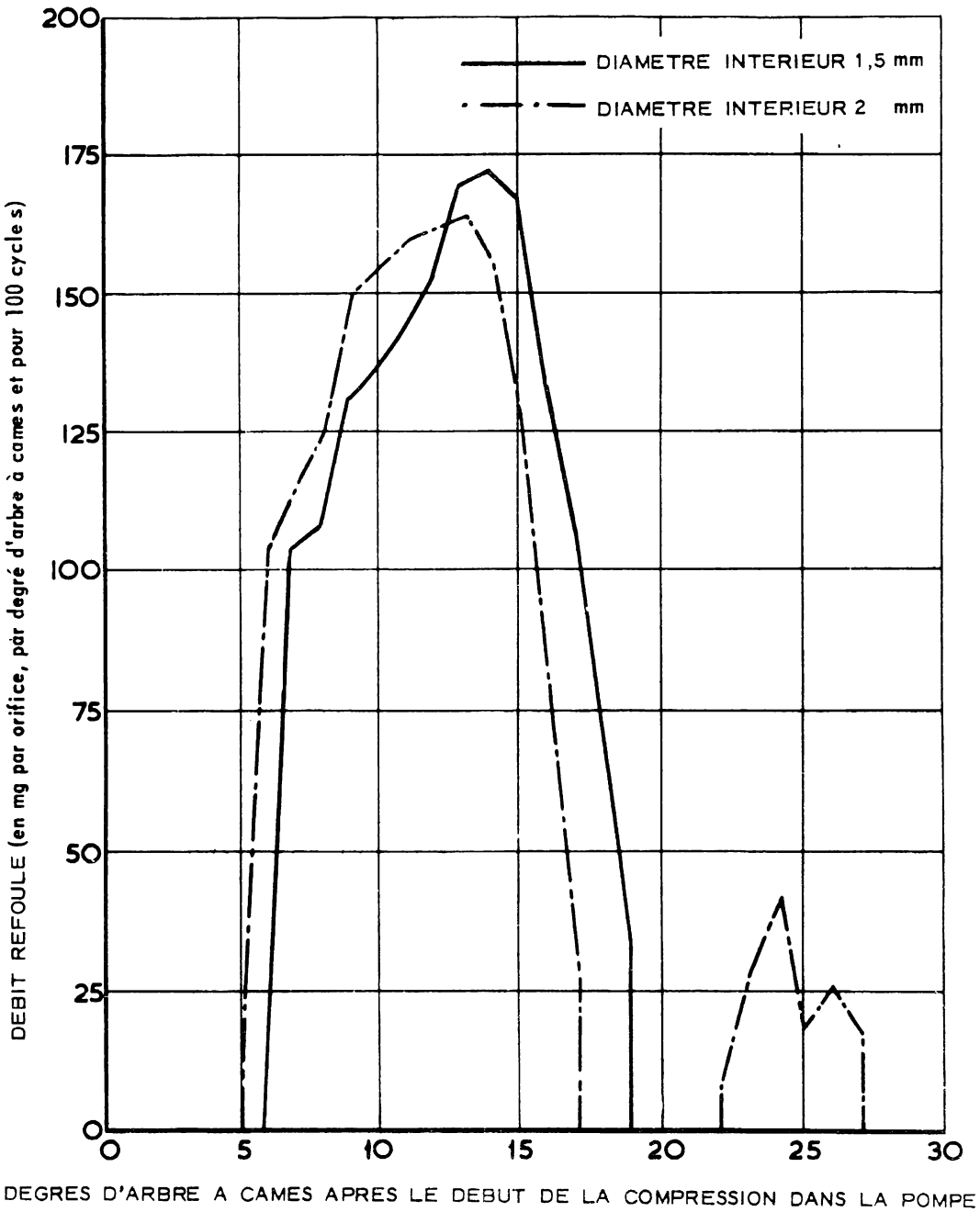


Fig. VI.8.- Injection directe. Influence du diamètre intérieur des canalisations d'injection (80 mm^3 par course à 900 tr/mn de l'arbre à cames).

(extrait de BARRETT. SHELL PETROLEUM)

2. Corps de l'injecteur pompe
3. Segment d'arrêt
4. Têton de positionnement du corps
5. Chapeau du filtre à combustible
6. Joint du filtre à combustible
7. Ressort du filtre à combustible
8. Cartouche filtrante
9. Crémaillère de commande du piston de pompe
10. Roue commandée
11. Fourreau - appui de la roue de crémaillère
13. Piston de pompe
14. Cylindre de pompe
15. Ergot - guide du cylindre de pompe
16. Chemise déflectrice
17. Anneau d'étanchéité
19. Soupape d'injecteur
20. Siège de la soupape
24. Ecrou d'assemblage
25. Buse
26. Butée de la soupape d'injecteur
27. Corps d'injecteur
28. Soupape anti-retour de gaz
29. Ressort de soupape d'injecteur
30. Ressort - rappel de piston de pompe
31. Tête d'injecteur - pompe
32. Axe de retenue de la tête (coulisse dans une boutonnière du corps 2)
33. Ressort de l'axe de retenue
34. Arrêt de l'axe
83. Orifice supérieur
84. Orifice inférieur

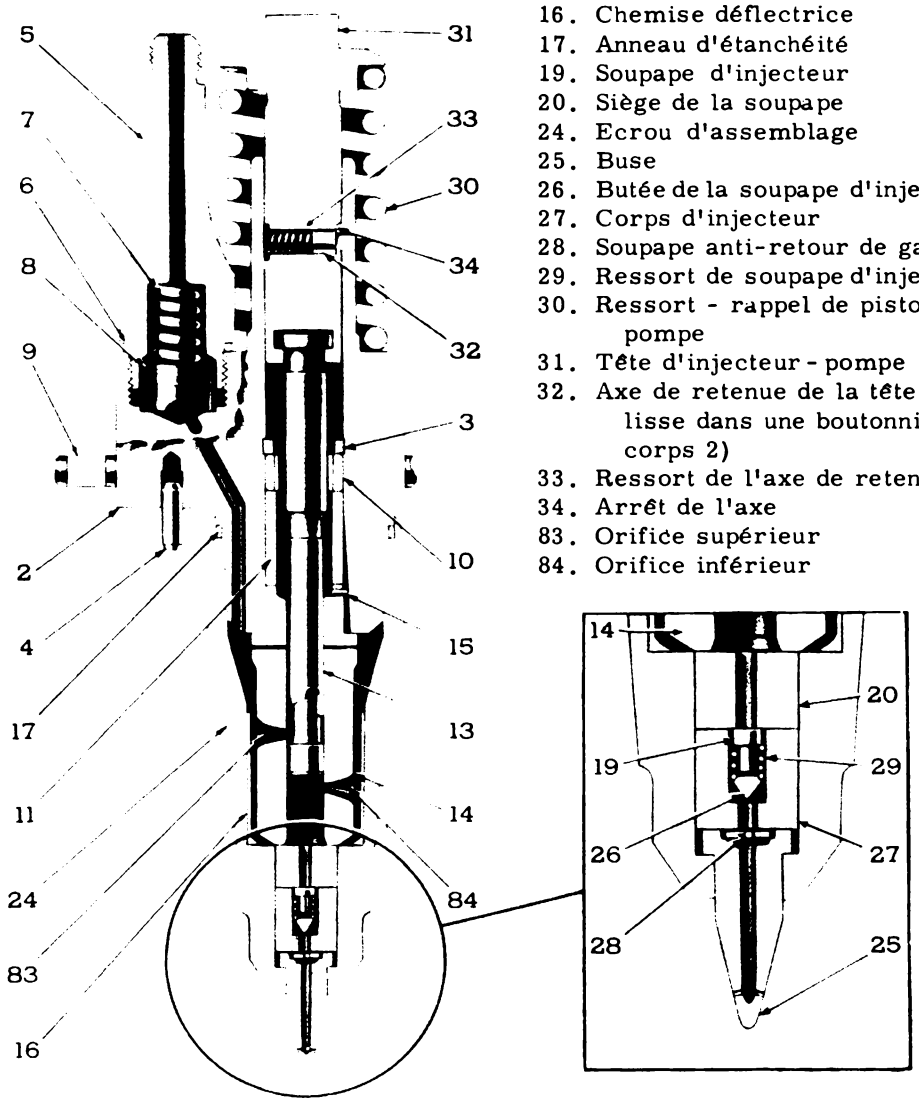


Fig. VI.9. - Injecteur pompe
(document General Motors)

Remarquons néanmoins que, si ℓ est très grand, la déformation de la courbe de pression peut ne plus être nocive. De récentes expériences (1957) confirment ce fait.

De cette étude, éminemment schématique, s'appuyant sur des hypothèses simplificatrices à l'extrême, on ne retiendra que l'intérêt qui s'attache à utiliser de préférence des tuyauteries de faible volume aussi courtes que possible (fig. VI. 8).

Mais on prendra garde à ce qu'au sein d'une tuyauterie de faible diamètre les pressions instantanées à la sortie de la pompe pourront dans certains cas être très élevées (on a mesuré des pointes de pression de 2 000 kg/cm^2) et conduire à des mécomptes quant à la tenue de la pompe (cames et galets), voire même quant au système d'entraînement.

A partir d'un certain alésage, il devient impossible, dans le cas de moteurs rapides utilisés à charges variables, de concilier la recommandation $\ell < \frac{L}{4}$ avec l'adoption de pompe bloc. Si l'on tient à conserver ce type de pompe on pourra, souvent avec fruit, adopter une tuyauterie de longueur ℓ nettement supérieure à L.

Sinon il faut :
- Soit revenir à la solution "pompe individuelle située au droit de chaque cylindre"
- Soit, ce qui est préférable, réunir dans un même organe dénommé "injecteur-pompe" la pompe et l'injecteur, ce qui permet $\ell = 0$.

Cette dernière solution a été adoptée entre autres par deux importants constructeurs : la General Motors en Amérique, Maybach en Allemagne (fig. VI. 9).

° ° °

En plus de ce sytème universellement répandu d'injection à refoulement direct coup par coup, on peut citer (un peu à titre de mémoire, à vrai dire) :

- Le système à accumulation coup par coup où le combustible est refoulé sans loi établie mais en quantité dosée dans une capacité élastique (un piston chargé d'un ressort par exemple) qui est mise en communication, à l'instant voulu, avec l'injecteur ; la pression de refoulement est donc théoriquement constante puisqu'elle résulte de l'action d'un ressort et du déplacement d'un piston à commande positive.
  Systèmes de ce genre : Scintilla, Ganz-Jendrassik.

- Le système à distribution sous pression préétablie, où le combustible est maintenu à pression constante convenable dans une capacité avec laquelle les injecteurs sont mis en communication à l'instant voulu et pour un temps donné. La pompe de mise en pression peut être une pompe à engrenages. L'injecteur commandé mécaniquement s'ouvre, pendant un temps déterminé variable, en durée et en position, avec la charge désirée. Ce système possède l'avantage de permettre de réduire la longueur des tuyauteries sous pression, mais il nécessite pratiquement la présence de 2 arbres à cames par ligne de cylindres.
  Système de ce genre : Cooper-Bessemer.

Il faut signaler enfin le très particulier système d'injection Cummins, très répandu puisque utilisé par l'un des principaux constructeurs des U.S.A.

Ce système comprend :
- Une pompe doseuse à course variable, unique pour les n cylindres, qui donne une course de refoulement à destination de chaque cylindre, mesure la quantité de combustible pour l'ensemble des n cylindres.
- Un distributeur rotatif qui :
  Assure l'alimentation de cette pompe pendant la course aspirante
  Assure la distribution du combustible pendant la course refoulante
  Coupe le flux de combustible quand les passages ne sont pas établis. Chaque injecteur reçoit donc, sous faible pression, une quantité identique.
- Un injecteur constitué par une grosse aiguille commandée mécaniquement qui est refoulée vers le bas lors de l'injection expulsant ainsi sous pression le combustible. Notons que, l'injecteur étant à trou ouvert, le combustible se réchauffe en attendant son injection et s'émulsionne avec de l'air pénétrant dans l'injecteur pendant le temps de compression.

Cummins a dernièrement commercialisé un nouveau système d'injection dans lequel l'injecteur dose le combustible et le refoule sous pression, au moment voulu, dans le cylindre ; on se rapproche ainsi très sensiblement de l'injecteur-pompe.

BIBLIOGRAPHIE

VICHNIEVSKY. Les combustibles pour moteurs à allumage par compression. La Technique moderne, décembre 1954.
PISCHINGER, EICHELBERG et EDDO BLAUM. Das Einspritzgesetz

der Schnellaufenden Dieselmaschine. Traduction française par l'ex-Cormat 1943, 11 avenue Hoche, Paris.

PISCHINGER. Méthode d'investigation des mélanges atomisés dans les moteurs Diesel "Maschinenbau und Warme Wirt-Schaft" n° 3, mars 1955. Résumé dans Techniques mondiales, août-septembre 1955.

X Y Z. Méthodes de mesure des dimensions des gouttelettes des jets de combustible. Journal de la S.I.A., août 1952.

OLIVE. Recherches effectuées par la S.N.C.F. sur le fonctionnement des injecteurs des moteurs Diesel. Journal de la S.I.A., août-septembre 1942.

GRANDVARLET. Une pompe d'injection auto-régulatrice à piston unique. Journal de la S.I.A., août 1951.

High pressure fuel pipes. Automobile Engineer, juin 1953.

JUHASZ (DE). Hydraulic Phenomena in fuel Injection Systems for Diesel Engines (Phénomènes hydrauliques dans les systèmes d'injection). Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1938.

KURZHAIS. Etude des variations de flux dans les conduits tubulaires où s'effectue l'injection. V.D.I. n° 9 du 21 mars 1957. Traduction UTAC 57-76.

SUBIT. Sujétions et impératifs de l'entretien du matériel d'injection. Journal de la S.I.A., décembre 1958.

SUBIT. Combustibles possibles pour un moteur Diesel. Points de vue du constructeur. Journal de la S.I.A., août 1955.

BARRETT. Etude des causes des fumées à l'échappement des moteurs Diesel de véhicules. Shell Petroleum traduit par Shell Berre (document 39-57 M).

JOSEPH. La mesure de la température de la base des injecteurs de moteurs Diesel. Engineering, 2 décembre 1960.

Chapitre VII

PISTONS ET SEGMENTS

A. - LE PISTON

Le piston, organe le plus vulnérable du moteur, doit :

1. Recevoir et transmettre la pression de combustion des gaz sans subir de déformation appréciable;
2. Recevoir et éliminer une grande partie de la quantité de chaleur développée durant la combustion sans subir de déformation appréciable;
3. Assurer l'étanchéité aux gaz de combustion tout en contrôlant le passage de l'huile de graissage dans la chambre de combustion;
4. Opérer dans une vaste gamme de température et, étant donné sa faible capacité calorifique, pouvoir atteindre une température élevée tout en se déplaçant dans un cylindre restant relativement froid;
5. Etre aussi léger que possible car, soumis à des accélérations énormes, il provoque des efforts d'inertie considérables sur l'axe de piston, sur le cylindre et sur le maneton.

Les conditions 1 et 2 motivent que l'on choisisse un matériau dont le module d'élasticité reste suffisant à chaud (300°C) pour que la déformation du piston soit négligeable.

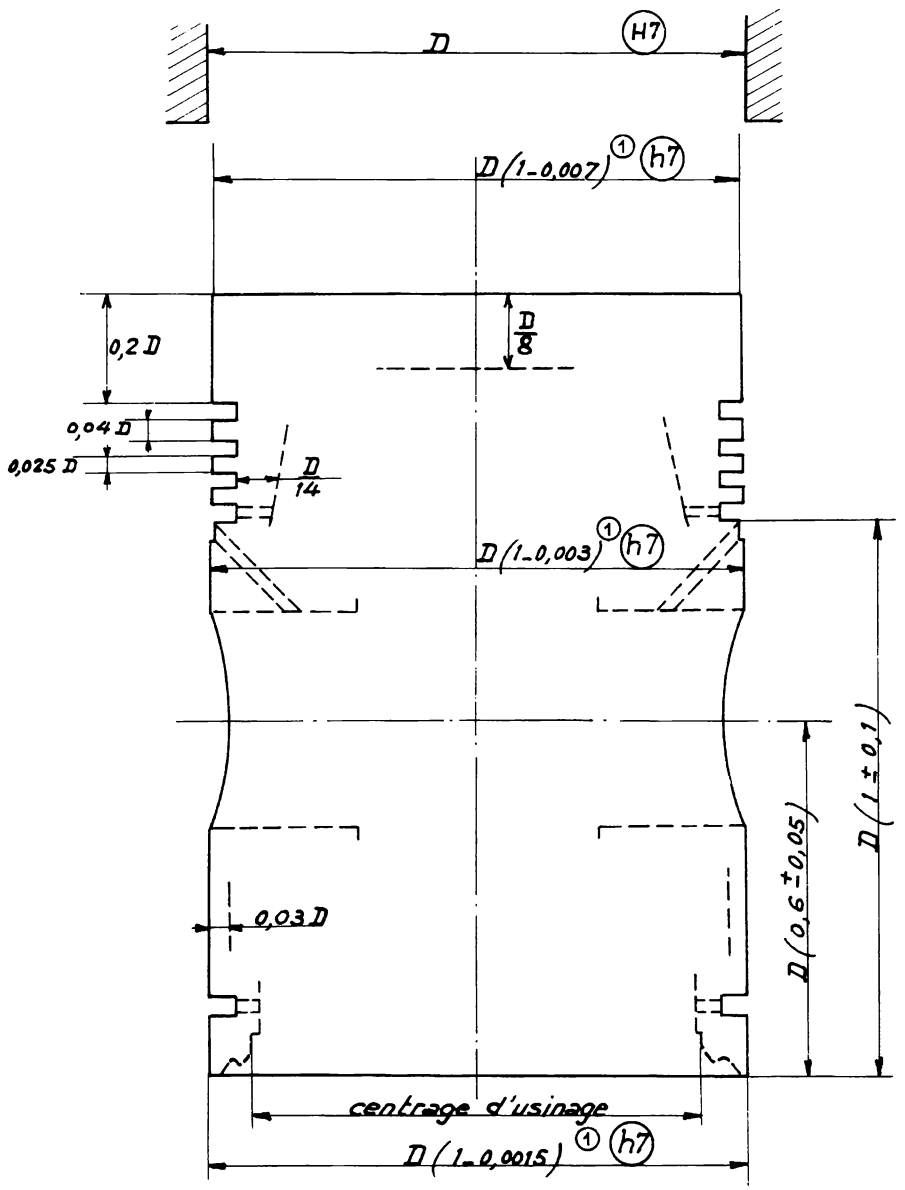
La condition 2 demande que le matériau possède, par surcroît, un bon coefficient de conductibilité thermique.

La condition 3 engage à ne pas adopter de coefficient de dilatation trop élevé.

La condition 4 oriente vers des matériaux à température de fusion élevée et à haute limite élastique à chaud (450°C).

La condition 5 conduit généralement à l'adoption de pistons en alliage d'aluminium lorsque les accélérations des pistons aux points morts sont :

- Pour le 4 temps, supérieures à 1 000 m/s^2 (600 tr/mn).



Nota : Les lettres et chiffres encerclés représentent les tolérances normalisées.
① pour pistons de moteurs appelés à fonctionner à régime variable, augmenter ces jeux de 33%.

Fig. VII. 1. - Dimensionnement général d'un piston de moteur Diesel 4 temps en alliage d'aluminium au silicium.

- Pour le 2 temps, supérieures à 1 500 m/s^2 (800 tr/mn).

Si ces alliages offrent les intérêts essentiels d'être légers et de bien conduire la chaleur, ils présentent par contre les inconvénients non négligeables :

- D'un coefficient de dilatation ($\simeq 22 \times 10^{-6}$) double de celui de la fonte, imposant un jeu fonctionnel à froid entre piston et cylindre d'autant plus important que le moteur peut être appelé à fonctionner à plein couple avant que le cylindre n'ait pris sa température de régime et, par ailleurs, soumettant la tête du piston à des contraintes d'autant plus dangereuses que cette tête est plus ouvragée et les dilatations plus anisotropes.
- De caractéristiques mécaniques qui, déjà faibles à froid, diminuent rapidement avec la température; aussi de tels pistons seront-ils relativement sensibles à l'abrasion provoquée par les résidus véhiculés par l'huile de graissage et l'air de combustion ainsi qu'au matage des gorges de segments sous le martèlement de ces derniers.

Dimensionnement du piston

Le piston de moteur Diesel doit posséder une jupe d'une hauteur suffisante :

- Pour assurer un bon guidage du piston et en limiter le basculement;
- Pour ne pas provoquer de pressions latérales trop élevées sur le cylindre, étant donné que la partie porte-segments ne peut concourir au guidage sans introduire de risques importants de grippage.

Mais une jupe trop haute augmente inutilement la hauteur du moteur (poids, encombrement, espace nécessaire pour le retrait de l'attelage).

Il est bon de choisir comme base de départ :

- Hauteur de jupe = $(1 \pm 0,1)$ D
- Position de l'axe de piston par rapport au bas de la jupe = $(0,6 \pm 0,05)$ D
- Diamètre de l'axe de piston = $(0,4 \pm 0,05)$ D.

Il est bon de prévoir, en fonction de l'alésage :

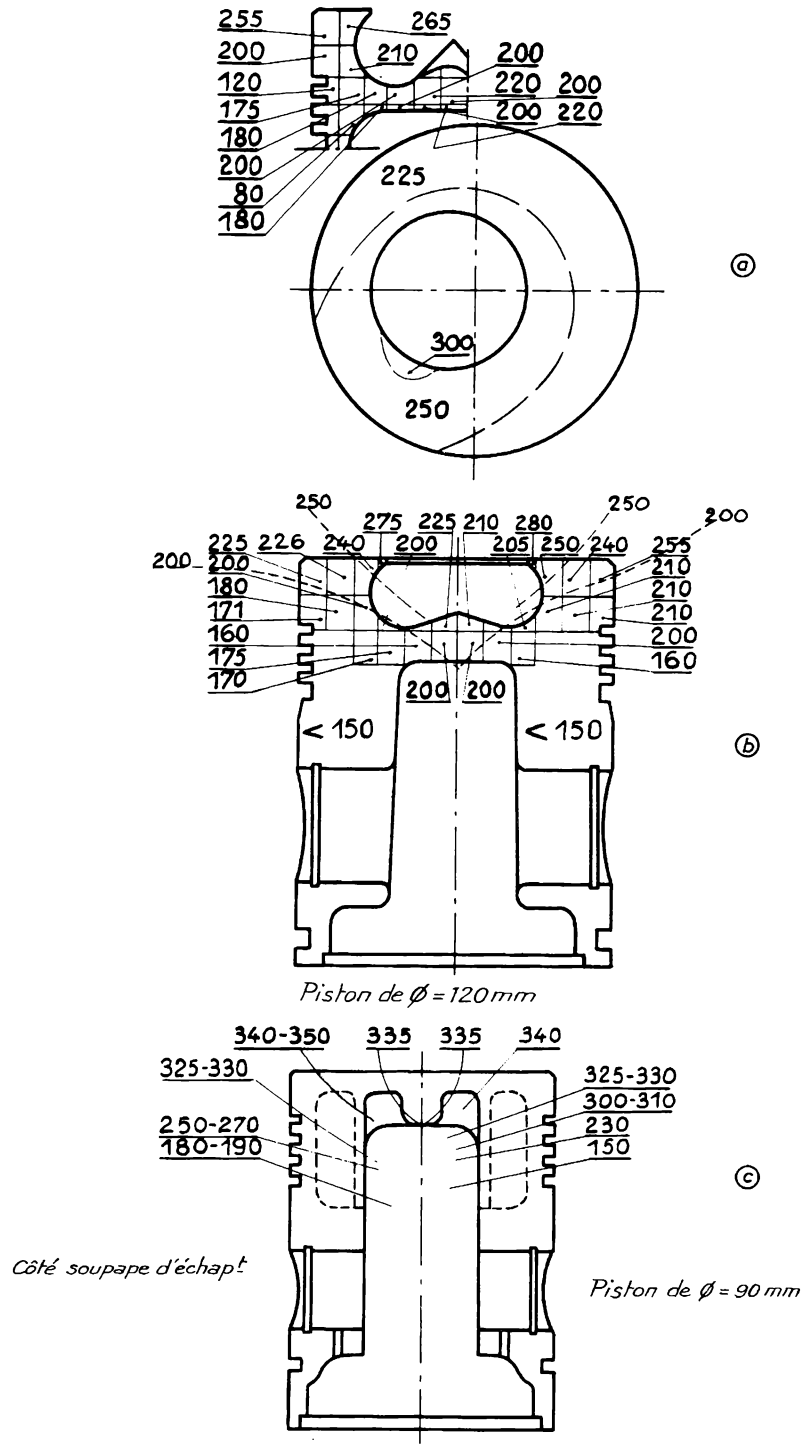


Fig. VII. 2. - Répartition des températures à l'intérieur d'un piston.
(d'après divers documents anglais)

3 segments d'étanchéité en dessous de 130
4 segments d'étanchéité entre 130 et 180
5 segments d'étanchéité au-delà

} en règle générale = somme des hauteurs des segments d'étanchéité ≃ 0,10 D

2 segments racleurs (dont un au-dessus de l'axe de piston afin de ne pas obérer la lubrification de la jupe).

Position du premier segment par rapport à la face supérieure du piston = 0,20 D.

Hauteur des segments { d'étanchéité ≃ 0,020 à 0,025 D avec mini = 3 mm ; racleurs ≃ 0,04 D

Ceci étant, se rapprocher des fabricants de segments.

Epaisseur des cordons { entre 1er et 2e segments : 0,040 à 0,050 D pour permettre une rectification de la gorge de tête et pour éviter toute déformation sous les contraintes thermiques ; entre segments suivants : 0,025 à 0,030 D

Ces données permettent d'établir le dimensionnement du piston (fig. VII. 1).

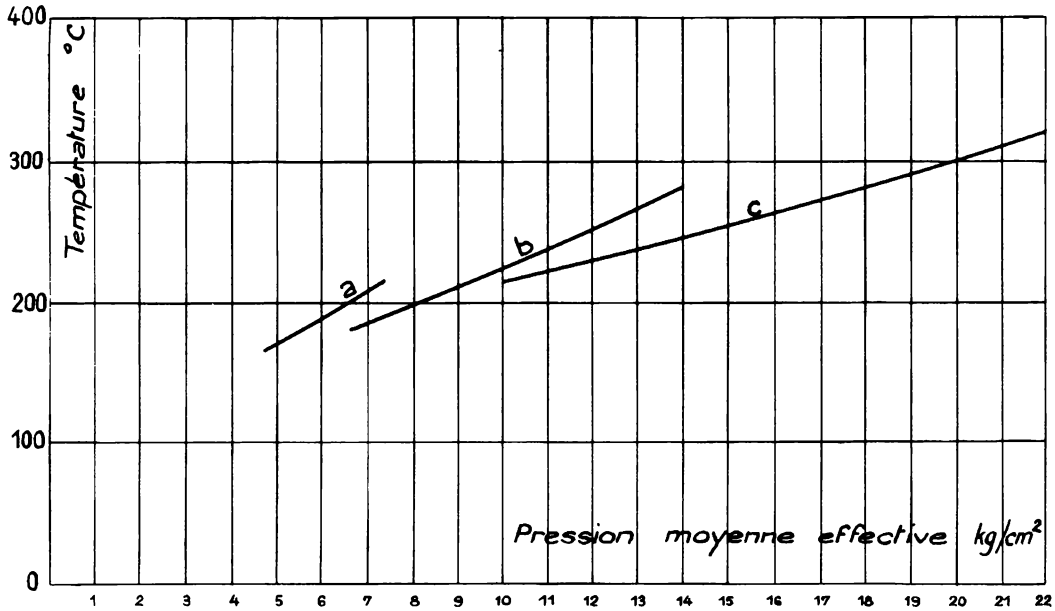
Dessin du piston

Dès le dimensionnement général établi, il faut, sans plus tarder, se pencher sur les problèmes nés des températures régnant dans le piston (fig. VII. 2 a, b et c)

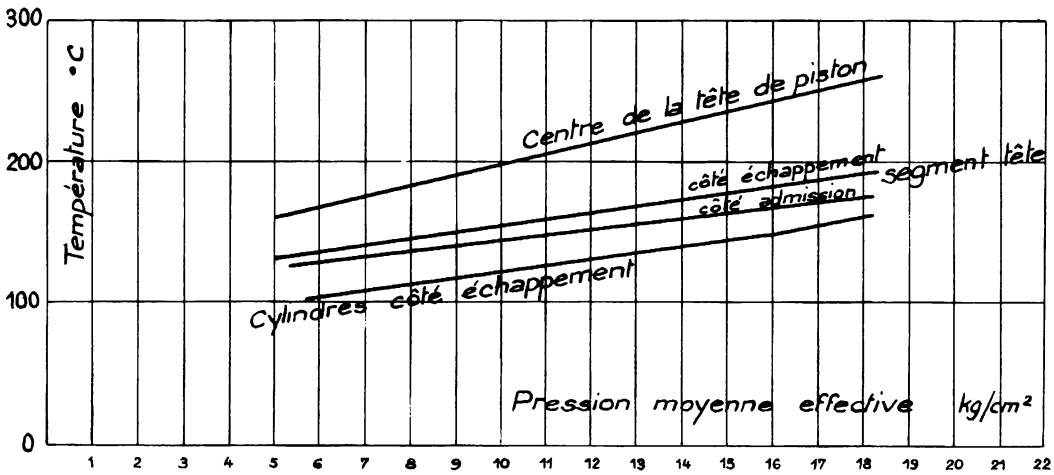
D'après Ricardo, le flux de chaleur que, à pleine puissance, les gaz communiquent au piston d'un moteur Diesel 4 temps rapide est considérable puisqu'il atteint 15 à 20 % de la puissance effective - soit 90 à 120 kilocalories par cheval et par heure - alors que dans un moteur à allumage commandé ce flux n'est que de 8 à 10 %. La majoration subie par le piston Diesel provient de deux causes :

- La plus grande densité et la plus grande turbulence des gaz
- La forme plus ouvragée de la tête.

En fait, les températures de piston seraient sensiblement les mêmes pour un moteur Diesel et pour un moteur à allumage commandé développant une puissance double que cette surpuissance soit obtenue



a) Température au centre de la tête du piston (piston alu non refroidi) d'un moteur Diesel à 4 temps
- a : sans suralimentation
- b : avec suralimentation et sans refroidissement de l'air
- c : avec suralimentation et refroidissement de l'air.



b) Variation des températures d'un piston et d'un cylindre d'un moteur en fonction de la pression moyenne effective (le piston en alliage léger est refroidi par de l'huile au voisinage du segment de tête).

Fig. VII. 3

(Congrès CIMAC 1951 et 1957)

par l'accroissement du couple ou par l'accroissement de la vitesse.

Geislinger, tablant sur un flux de chaleur de 100 kilocalories par cheval et par heure pour un moteur 4 temps non suralimenté, souligne que cette valeur varie peu pour des variations de pression moyenne effective de 4,5 à 7 kg/cm^2 (fig. IV. 9) et que l'allure de la courbe donnant la température au centre de la tête du piston en fonction de la p. m.e. et de la température de l'air d'admission est relativement peu influencée par le rapport de compression volumétrique, la pression maximale de combustion et la valeur de l'exposant polytropique (fig. IV. 10).

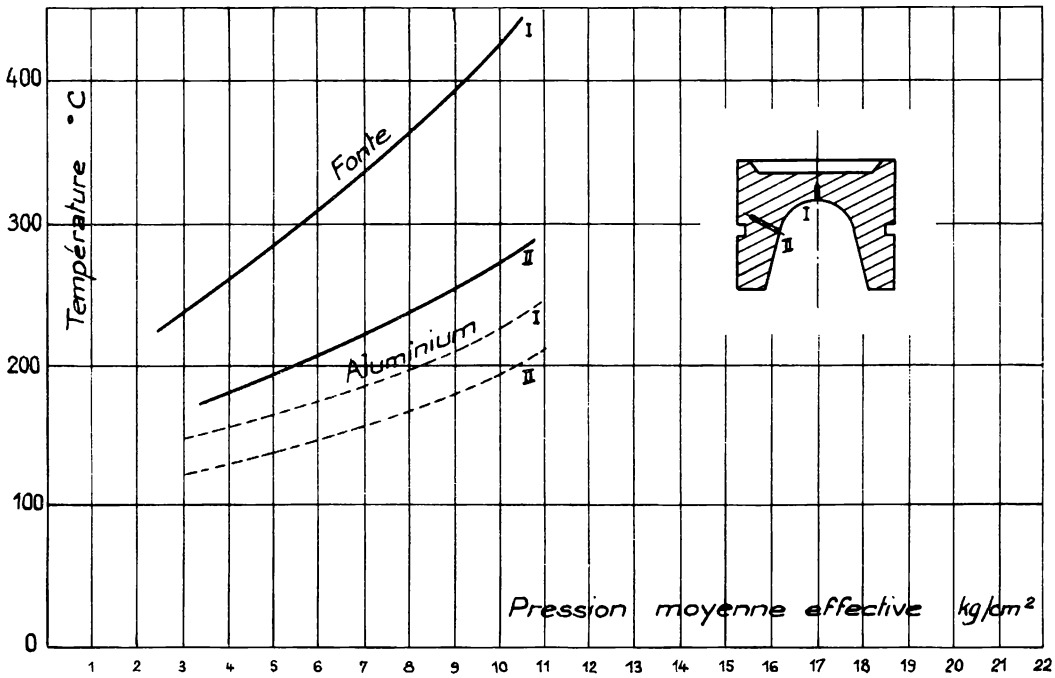
Les températures atteintes par le piston varient avec le type de suralimentation, le refroidissement de l'air de combustion ayant une influence d'autant plus sensible que la p. m.e. est plus élevée (fig. VII. 3 a).

La répartition des températures dans la tête du piston dépend, dans une assez large mesure, de la disposition des soupapes; ces températures sont souvent de 10 à 15 °C plus élevées au regard des soupapes d'échappement (fig.VII. 2 c et VII. 3 b).

On doit s'efforcer de réaliser l'égalisation des températures au fur et à mesure que l'on s'éloigne du centre de la tête du piston afin d'éviter des déformations qui risqueraient d'atteindre la zone des segments; il faut en particulier s'évertuer à ne pas recourir à des embrèvements dans la couronne pour permettre la fin de course des soupapes, embrèvements souvent importants lorsque la levée des soupapes est importante du fait qu'il n'y a qu'une seule soupape à l'admission et une seule à l'échappement.

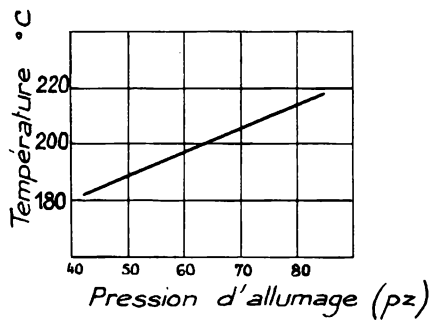
Il faudra s'assurer, lors des premiers essais du piston, qu'au régime nominal ces températures ne dépassent pas 350 °C à la partie la plus chaude de la tête; à 400 °C apparaissent avec les pistons en alliages d'aluminium des fissurations par suite du défaut de résistance mécanique desdits alliages.

A l'occasion de l'étude sur la combustion, nous avons dit que, lors de la combustion destructrice, des produits de cracking à faible volatilité pouvaient produire, par défaut d'oxygène, des résidus goudronneux chargés en dérivés sulfurés. Si la température des gorges de segments dépasse une valeur limite relativement faible (de l'ordre de 215 °C) ces résidus, plus ou moins additionnés des gommes formées par l'huile de graissage, y forment des dépôts durcissables qui bloquent les segments. C'est ce phénomène de gommage qui, à



a) Comparaison des températures d'un piston en aluminium et d'un piston en fonte de 285 mm de diamètre.

(Document MAN)



b) Température au centre de la tête du piston en fonction de la pression de combustion pour une pression moyenne p_e = 6,5 kg/cm^2.

(M.T.Z. avril 1951)

Fig. VII.4

partir d'un certain alésage, fixe le plus souvent la valeur maximale de la pression moyenne donc qui, en pratique, limite la puissance du moteur. Il est donc de grande importance de s'évertuer par un dessin judicieux du moteur à ce que ces températures en fond de gorge soient aussi basses que possible; en particulier le haut de la chambre d'eau du bloc cylindres doit être au moins au niveau occupé par le premier segment lorsque le piston est au P. M. H.

Il faut donc que la température de la gorge du segment de tête ne dépasse pas 200°C. A 230°C le gommage survient en quelques heures.

Si de telles températures étaient atteintes, il faudrait alors :

- Utiliser des segments spéciaux à section trapézoïdale qui ont tendance à éliminer les résidus carbonés. Mais la réfection de gorges de tels segments dépasse les capacités de réparateurs non spécialistes.
- Utiliser des huiles dopées, solution qui permet un gain de 25°C. Mais il ne faut accepter de telles solutions que lorsque toutes les possibilités offertes par une amélioration du dessin du piston ont été épuisées. L'acceptation de ces solutions peut entraîner d'ailleurs pour l'utilisateur une augmentation des usures de gorges et de segments.

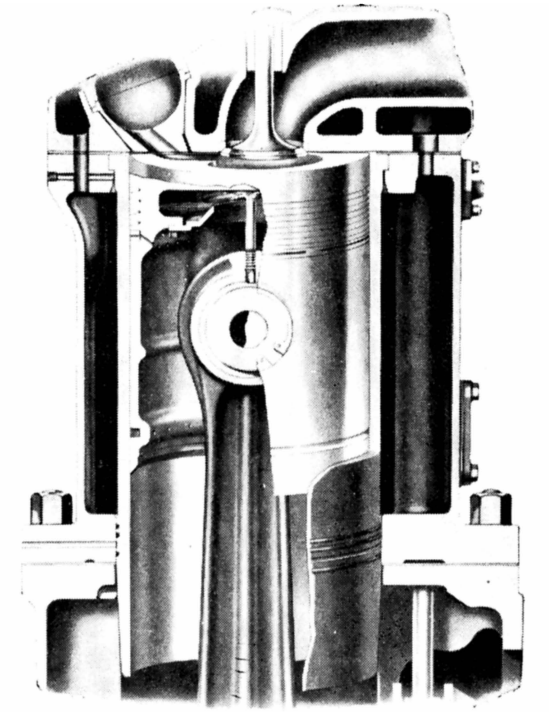
Il ne faut pas tabler seulement sur les possibilités d'évacuation de chaleur offertes par les segments : si les contacts entre segments et cylindres (source froide) sont francs et permanents, par contre les contacts entre segments et gorges sont mauvais et sporadiques. Ce mauvais contact thermique a été confirmé par Eichelberg qui pour des températures de gorges de segment de 150 à 200°C a relevé des températures de segment de 100 à 120°C.

Il ne faut pas perdre de vue, par surcroît, que la conductibilité de l'aluminium (0,35 à 0,4 $^{cal/cm/s/°C}$) est trois à quatre fois plus élevée que celle de la fonte (0,1 environ) (fig. VII. 4 a).

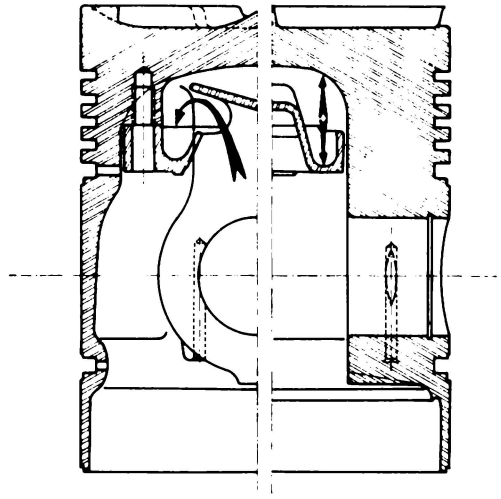
Il faut chercher à évacuer également les calories reçues dans la tête du piston au moyen des surfaces qui sont largement en contact avec le cylindre, c'est-à-dire au moyen de la jupe.

Pour cela, il faut prévoir :

- Un fond de piston assez épais (au moins D/8).
- De larges sections entre fond de gorges et paroi interne du piston (au moins $\frac{D}{14}$ au droit du dernier segment d'étanchéité).



(Document WAUKESHA)



(Pradeau.Journal S.I.A. septembre 1958)

Fig. VII.5a.- Refroidissement utilisant un canal foré dans la bielle et agissant par projection d'huile.

- Si possible, des nervures verticales, de faible relief toutefois, qui offrent, par ailleurs, l'avantage supplémentaire de raidir le haut de la jupe.
- Rester dans un dessin général assez sobre à cause du démoulage pour la coulée en coquille. Mais, dans l'état actuel (1960) de la technique, lorsque le produit de la p.m.e. (en kg/cm^2) par l'alésage (en mm) est supérieur à 2 000, il devient nécessaire, dans le cas des moteurs 4 temps ayant de 120 à 220 d'alésage (1), de faire appel à une source extérieure de refroidissement : ce rôle est dévolu à l'huile qui devra évacuer environ 50 à 65 calories par seconde et par cheval effectif.

Le débit d'huile à assurer dépend du type de solution adopté pour la distribution de l'huile de refroidissement. Trois principes de solution sont adoptés :

A) Par tubes télescopiques, identiques à ceux des moteurs marins. Il faut prévoir un circuit d'huile séparé, circuit dans lequel règne une pression suffisante pour vaincre les forces d'inertie alternative de la colonne de liquide. Dès que la vitesse devient un peu élevée, il faut prévoir un clapet de retenue.

Ce type de solution tend à être abandonné.

B) Par canal foré dans l'âme de la bielle, méthode plus couramment utilisée qui ne nécessite pas de circuit particulier mais contraint à "gonfler" le circuit graissage du moteur, tant en débit qu'en pression.

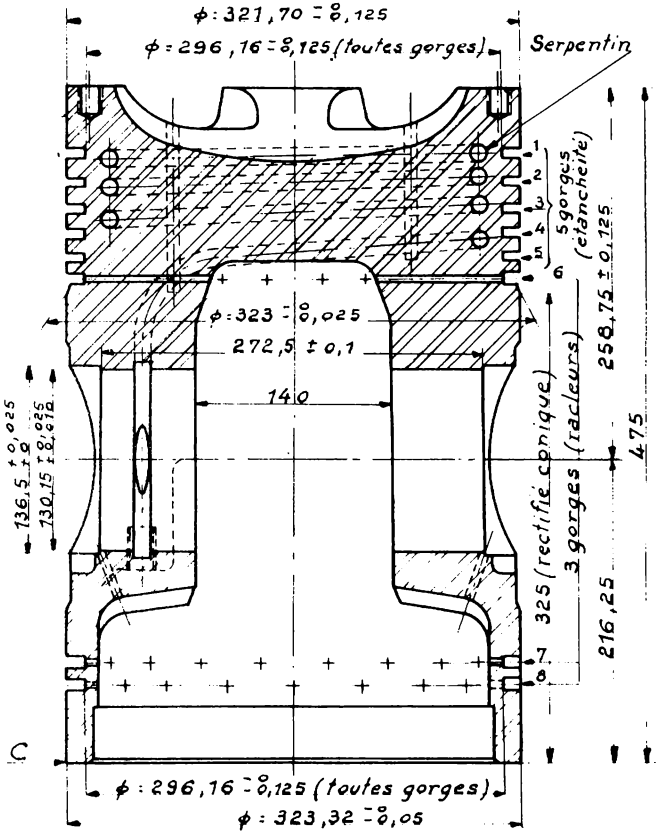
1) La solution la plus aisée consiste à prévoir sous la tête du piston une coupelle annulaire dans laquelle vient retomber le jet d'huile qui, libéré dans le pied de bielle, a frappé le dessous de la tête. L'huile ainsi recueillie est projetée par inertie contre les parois de la cavité avant de retomber dans le carter. Cette solution offre le mérite d'être simple, mais n'est pas très efficace car la surface de contact entre l'huile et le piston est mal utilisée.

On peut évidemment améliorer l'efficacité en ménageant une chambre alimentée en permanence par un dispositif élastique de liaison avec le pied de bielle (fig. VII. 5 a).

2) Une solution plus évoluée, mais plus onéreuse, consiste à forcer l'huile à cheminer sous pression dans la tête du piston en décrivant un chemin hélicoïdal de faible pas. Ce chemin peut être constitué :

---

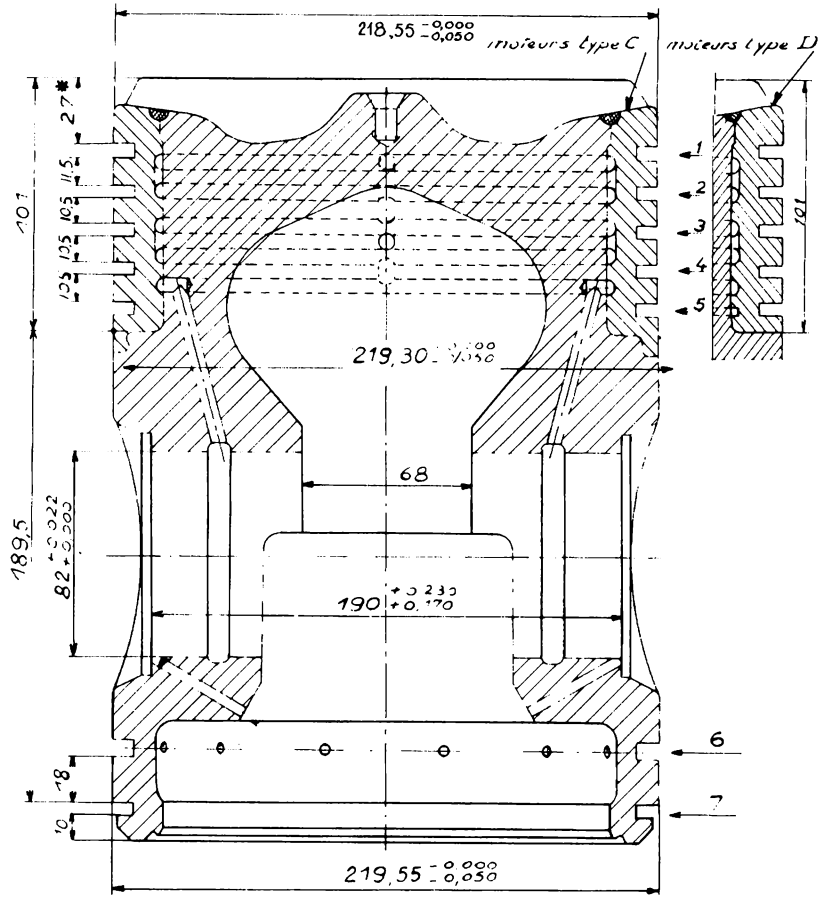
(1) Dans le cas où le piston contient une chambre de turbulence, la valeur du produit (p.m.e. x D) doit être abaissée de 10 % et prise égale à 1800.



Poids : 42,1 kg. nu

Fig. VII.5b. - Refroidissement par canal foré dans la bielle et serpentin dans la tête du piston

(Document Baldwin)



Hauteur des gorges n° 1, 2, 3 : 5 $^{+0,145}_{+0,130}$

Hauteur des gorges n° 4 et 5 : 5 $^{+0,175}_{+0,060}$

Hauteur des gorges n° 6 : 7 $^{+0,050}_{+0,035}$

Hauteur des gorges n° 7 : 5 $^{+0,050}_{+0,035}$

Profondeur des gorges : 8,5

Poids du piston nu : 15,740 kg

Poids du piston complet (avec axe et segments) 22 kg

*Cote portée à 43 sur le nouveau piston en supprimant la gorge n° 1.

Fig. VII.5c. - Piston refroidi pour moteur de 220 d'alésage

(Document SULZER)

- soit par un serpentin autour duquel on vient couler le piston. Types de solution : Baldwin, MAN ... (fig. VII. 5b);
- soit par une chambre ménagée entre le corps du piston et la couronne porte-segments frettée et soudée sur le piston. Types de solution : Sulzer - Alco (fig.VII. 5 c).

Signalons en passant que l'on peut incorporer soit dans cette couronne, soit directement dans le piston un anneau dont la hauteur intéresse un ou plusieurs segments, élaboré dans un matériau plus dur à chaud que l'alliage d'aluminium; on fait appel soit à la fonte austénitique à 3 de C, 16 de Ni et 5 de Cu à coefficient de dilatation élevé (supérieur à 17×10^{-6}), soit au bronze d'aluminium dont le coefficient de dilatation (21×10^{-6}) est égal à celui des alliages d'aluminium au silicium. On peut, ou non, faire circuler l'huile dans cet anneau. Ces techniques présentent l'intérêt de réduire considérablement l'usure et le matage des gorges de segments ; elles exigent que la liaison entre piston et couronne reste parfaite dans le temps.

Les solutions A et B. 2 faisant circuler l'huile à l'intérieur du piston exigent que le débit de l'huile soit à tout instant suffisant pour éviter toute élévation de température d'huile de nature à provoquer la carbonisation de l'huile à l'intérieur du piston. Aussi ces solutions impliquent que soit surveillé de très près le couple développé à basse vitesse de rotation (donc à faible débit d'huile) du moteur et que l'arrêt de celui-ci ne puisse faire suite immédiatement à une marche à plein couple. Si ces deux impératifs ne peuvent être respectés, il faut équiper le moteur avec une deuxième pompe à huile entraînée par une source de puissance indépendante du moteur.

C) Par projection d'un jet d'huile sous pression (1 à 2 kg/cm^2 effectifs). Ce jet sort d'un ajutage fixe, relié au bâti-cylindres, situé un peu au-dessus du vilebrequin et alimenté directement par la pompe à huile. Il y a un ajutage par piston et le jet produit est à peu près parallèle à l'axe du cylindre. L'huile ainsi projetée peut être reçue dans une cavité, d'une plus ou moins grande capacité, ménagée dans le piston.

Cette solution présente l'intérêt considérable d'être simple et efficace, le débit et la pression d'huile pouvant être élevés sans difficulté. Mais elle demande que l'on prête attention à l'efficacité des segments racleurs. Types de solution : General Motors, Deutz, M.G.O. MAN ... (fig. VII. 6). Le débit d'huile à assurer est dans cette solution et dans le cas de moteurs 4 temps suralimentés de l'ordre de 4 à 5 litres par cheval et par heure, alors qu'il peut atteindre 12 à 15 litres dans les autres solutions.

La technique du piston refroidi, onéreuse et délicate, ne doit

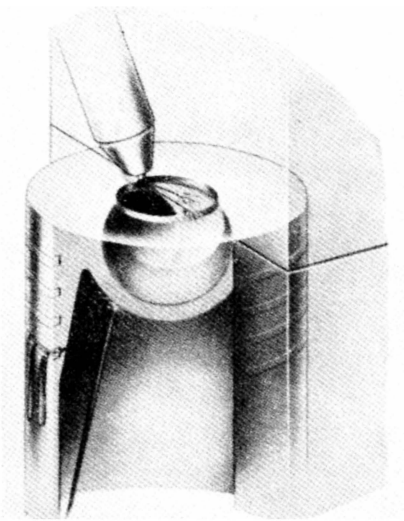


Fig. VII.6.- Refroidissement par projection d'huile

(Document MAN)

être appliquée qu'à des moteurs d'une certaine classe. Mais elle offre des avantages mécaniques appréciables :

- Elle permet de diminuer le jeu entre piston et chemise, tant au droit des segments qu'au droit de la jupe, puisque les températures atteintes par les pistons sont moins élevées, en particulier lorsque les conditions d'injection correcte ne sont plus réalisées.
- Elle permet d'adopter un piston en fonte à parois peu épaisses étant donné qu'il n'est plus besoin, alors, de prévoir des sections importantes pour le passage du flux de chaleur; avec un piston en fonte grise peu dilatable, on peut adopter une couronne porte-segments en acier (solution G. M. 2 temps).

Mais ces avantages ne pourront être exploités que si l'étude et la réalisation de tels pistons refroidis sont entreprises par des ingénieurs prudents ayant acquis une longue et sérieuse expérience des pistons non refroidis.

Etude de détail d'un piston non refroidi

a) Choix du métal

Le caractère essentiel des efforts subis par un piston est :

- La répétition dans les moteurs 2 temps
- L'alternance dans les moteurs 4 temps.

Dans le premier cas, les phénomènes de fluage dynamique devront faire l'objet d'un examen attentif; dans le deuxième cas, cet examen devra se porter sur les phénomènes de fatigue.

Aussi, utilise-t-on encore quelquefois des pistons non refroidis en fonte dans des moteurs 2 temps rapides, car l'inertie de tels pistons peut y être utilisée pour contrebalancer les efforts dus aux gaz et réduire ainsi les efforts maximaux. On devra alors prendre des mesures efficaces pour éviter tout emballement du moteur.

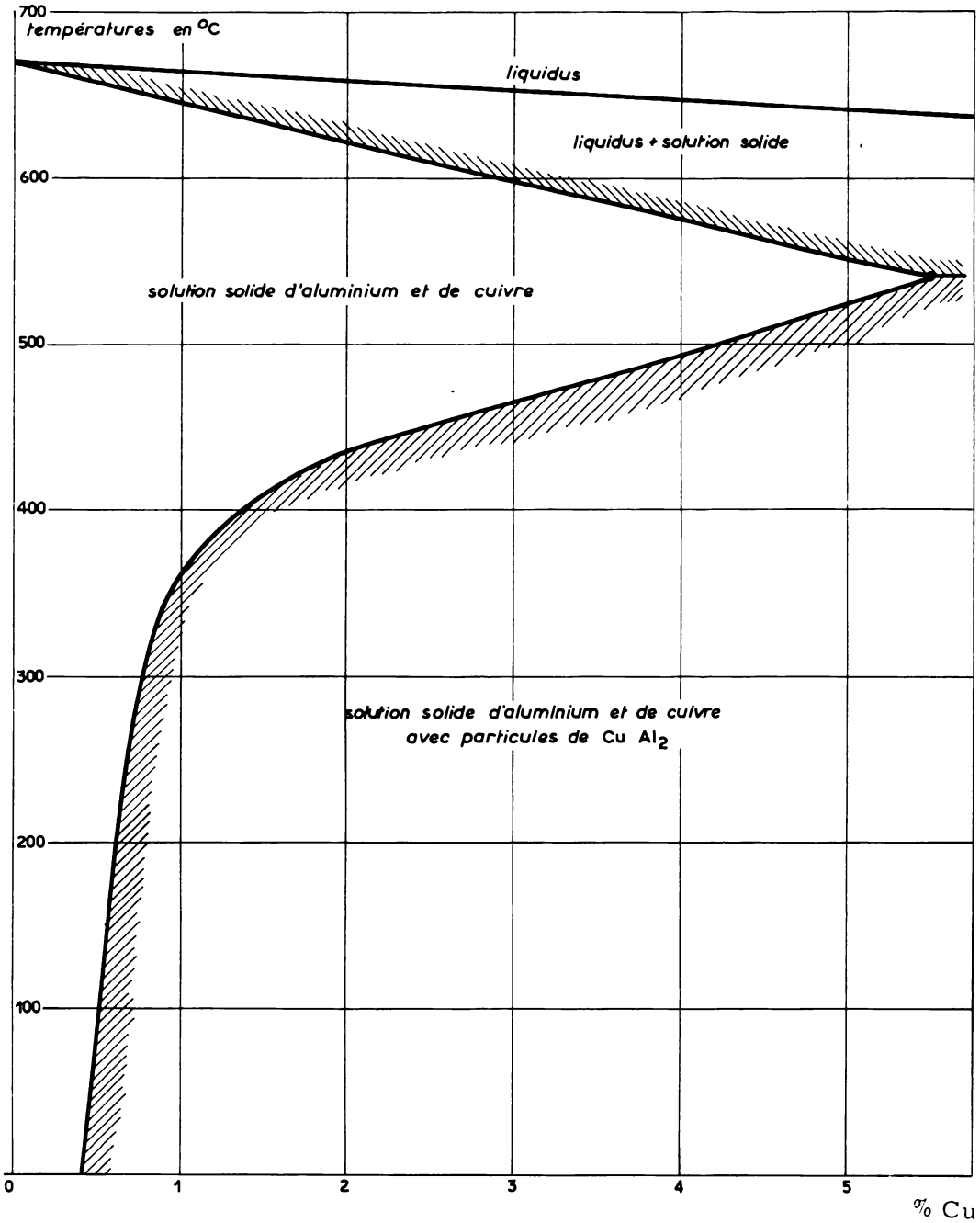


Fig. VII. 7. - Solubilité du cuivre dans l'aluminium.

(PENEL. Ingénieurs et techniciens, avril 1956)

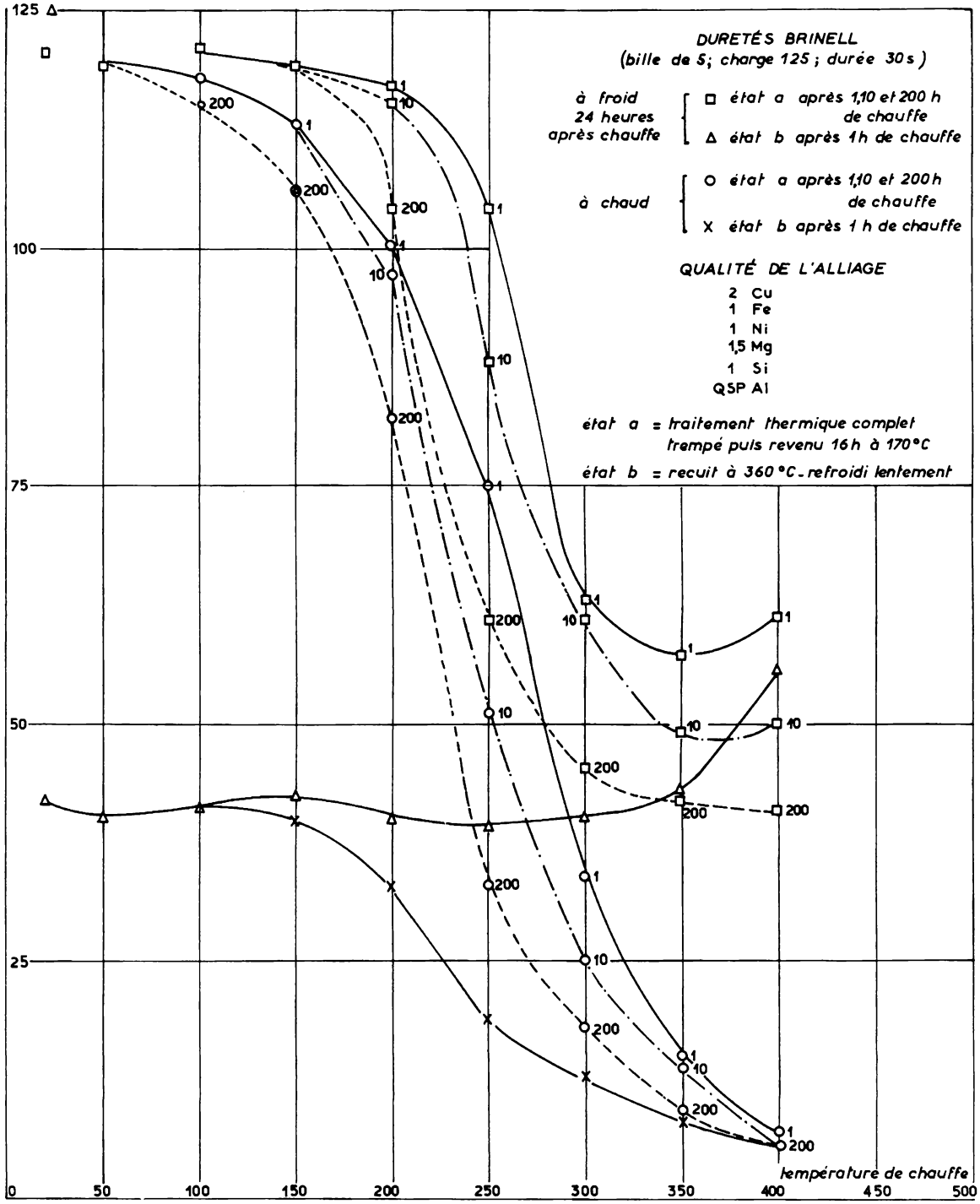


Fig. VII.8 a. - Duretés mesurées sur barres forgées (avec taux de corroyage de 4) d'alliage d'aluminium au cuivre pour pistons.

En règle générale les alliages d'aluminium sont seuls utilisés. Leurs caractéristiques sont :

- Sous l'angle qualités
  - légèreté
  - conductivité thermique
  - frottement
  - usinabilité
- Sous l'angle défauts
  - coefficient de dilatation
  - résistance mécanique
  - dureté

En l'absence d'alliages de combinaison idéale, on peut classer en deux grandes familles les alliages d'aluminium utilisés :

a) Les alliages au silicium
b) Les alliages au cuivre.

Rappelons sans plus attendre un trait commun à tous les alliages d'aluminium, plus ou moins accusé selon la nuance de l'alliage : un phénomène, désigné sous le nom de trempe structurale, se produit après que l'alliage d'aluminium, chauffé à 500°C, ait été refroidi brusquement; si, immédiatement après le refroidissement, on ne constate aucune variation des caractéristiques mécaniques, par contre au bout de quelques heures on commence à enregistrer une lente augmentation desdites caractéristiques sans qu'apparaisse au sein de l'alliage une quelconque transformation allotropique.

Il semble qu'en fait interviennent successivement :

1. A chaud, une mise en solution solide d'un composé peu soluble à froid (fig. VII. 7).
2. Un blocage du phénomène lors d'un refroidissement :
   suffisamment rapide pour que le composé entré en solution n'ait pas le temps de se séparer de l'aluminium;
   suffisamment peu brutal pour que ne naissent pas d'importantes tensions internes.
3. Une évolution lente vers un état stable, pouvant être accéléré par un réchauffement qui doit rester léger.

En effet, si l'on réchauffe à plus de 200°C un tel alliage ayant, par trempe superficielle et le cas échéant par matriçage, acquis des caractéristiques mécaniques intéressantes, on constate que ledit alliage perd assez rapidement les qualités ainsi conférées : l'élément mis en suspension est précipité et cette modification de structure s'accompagne d'une augmentation de volume s'ajoutant à la dilatation thermique; au total, si les jeux fonctionnels ne sont pas suffisants, on risque de sérieux serrages en tête.

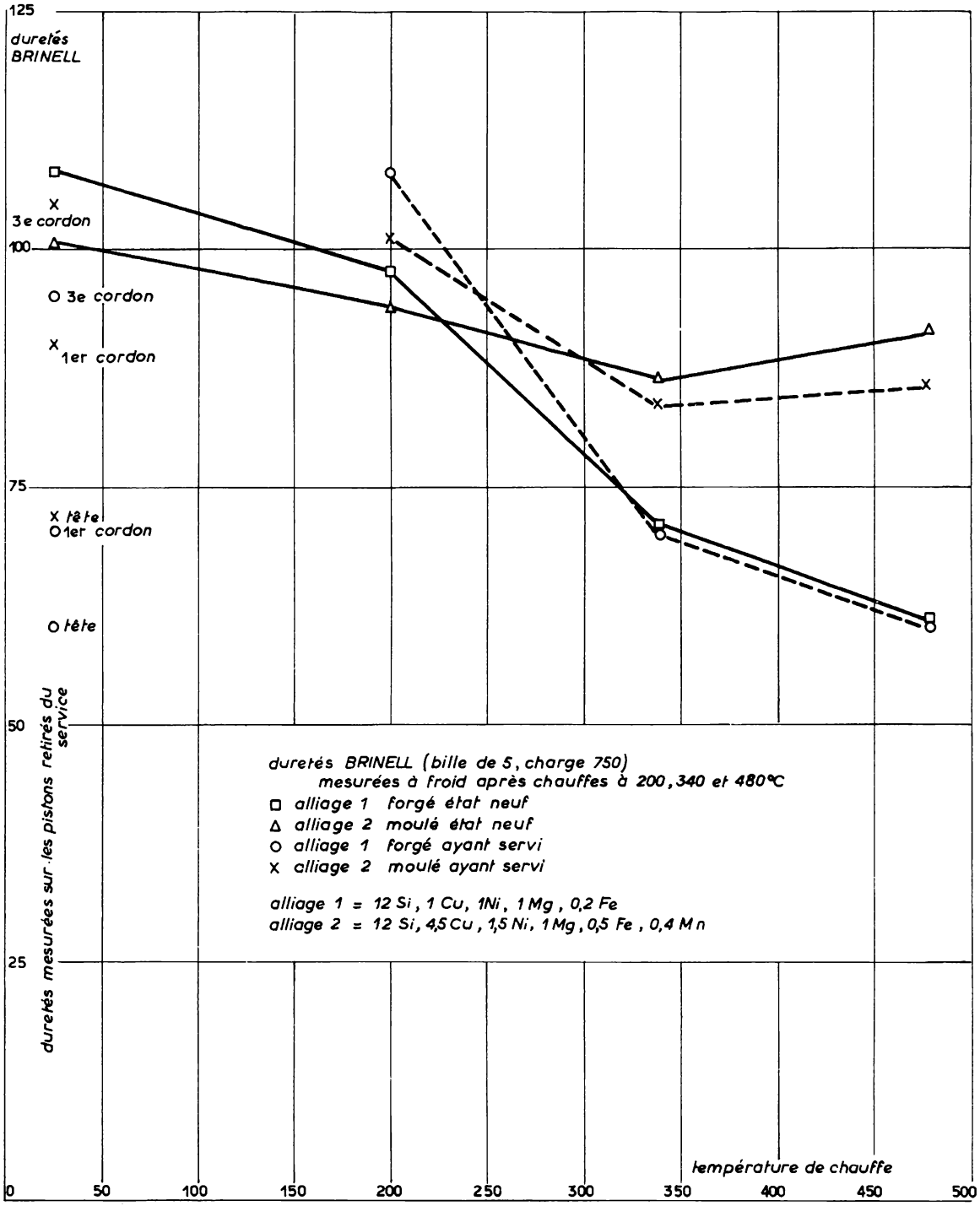


Fig. VII.8 b. - Duretés mesurées à froid sur éprouvettes prélevées dans pistons en alliages d'aluminium au Si de composition et traitement différents chauffées à températures diverses.

(Document S.N.C.F.)

Selon la durée où l'alliage est ainsi "revenu" et suivant la vitesse avec laquelle il est refroidi, on retrouve à froid des valeurs de caractéristiques mécaniques différant entre elles et différant tant des valeurs originelles que des valeurs réelles ayant en fait existé en service (fig. VII. 8 a).

L'expérience portant sur des essais étendus prime en l'occurence toute opinion doctrinale.

Quoi qu'il en soit, on peut reconnaître les réalités suivantes :

a) Les alliages au silicium possèdent un coefficient de dilatation thermique relativement réduit (de l'ordre de 20×10^{-6}) diminuant légèrement lorsque la teneur en Si croît de 10 à 24 %; ils possèdent également de bonnes qualités de frottement. Malheureusement leurs caractéristiques mécaniques - bien que s'améliorant avec des produits d'addition Fe tempéré par Mn en particulier (fig. VII. 8 b) - restent jusqu'à 200°C inférieures à celles des alliages au cuivre.

b) Les alliages au cuivre (4 à 10 % de Cu) possèdent des coefficients de dilatation élevés (de l'ordre de 23×10^{-6}), mais leurs caractéristiques mécaniques élevées à froid les font préférer fréquemment lorsque les températures atteintes en service restent faibles.

On conçoit qu'il existe des alliages intermédiaires entre ces deux grandes familles conciliant plus ou moins harmonieusement les qualités et insuffisances des deux familles.

Fleury a proposé pour apprécier l'aptitude d'un alliage pour pistons d'utiliser le rapport :

$$\frac{\text{conductivité thermique}}{\text{dilatabilité linéaire x masse volumique}}$$

Rappelons que les conductibilités thermiques, exprimées en cal/cm/s/°C, s'échelonnent de 0,9 pour le cuivre à 0,7 pour les bronzes d'aluminium, 0,5 pour l'aluminium pur, 0,35 pour les alliages d'aluminium au Si, 0,12 pour la fonte ordinaire et 0,03 seulement pour la fonte Ni - Résist. Le rapport de Fleury sanctionne donc l'avantage du piston en aluminium.

Il n'existe malheureusement pas de rapport rendant compte d'une caractéristique qui s'avère capitale : la dureté à chaud. Une telle

caractéristique ne présente de valeur que parce que nous nous occupons de matériaux de composition voisine; elle donne une idée de la déformation relative maximale que peut subir un matériau sans abandonner le domaine purement élastique; elle illustre donc l'aptitude que possède l'alliage du piston à conserver sa forme géométrique tant sous les efforts mécaniques que sous les efforts nés des phénomènes thermiques.

Il y aurait également intérêt à examiner, à haute température, le rapport $\frac{R - Re}{Re}$ exprimant la ductilité et caractérisant la résistance aux fissurations et désagrégations des lèvres de chambre de combustion des pistons possédant une cavité de turbulence.

La dureté à chaud étant malheureusement difficilement mesurable, on se contente en général - mais à tort - de mesurer la dureté après chauffage pendant un temps plus ou moins prolongé à des températures équivalentes aux températures de service (fig. VII. 8 a et b).

D'après Valeur, la résistance au fluage à chaud est extrêmement sensible à la teneur en silicium dans le cas d'alliages forgés à faible teneur en cuivre (2 à 6 % Cu, 1 % Fe, 1 à 4 % Ni); les caractéristiques de tels alliages sont d'autant meilleures que, élaborés en partant d'aluminium raffiné à 99,99 %, ils contiennent moins de 0,05 % de Si.

La plupart des constructeurs utilisent un alliage à 12 % de silicium en raison de sa faible dilatation. La résistance mécanique plus faible de cet alliage conduirait à des sections plus fortes, donc à des pistons plus lourds, si les sections n'étaient pas imposées surtout par le souci du passage du flux de chaleur et si la densité de cet alliage n'était pas inférieure à celle des autres. Par ailleurs, du fait que les jeux à froid peuvent être plus faibles, les usures, en particulier celles des segments et des gorges, seront moins fortes, toutes choses étant supposées égales par ailleurs. Enfin, circonstance non négligeable, cet alliage se coule très facilement.

b) Dessin d'exécution du piston

1. La segmentation

Les segments assument deux fonctions différentes mais interdépendantes :

L'interception des gaz dans leur mouvement vers le bas

Le contrôle du flux d'huile remontant avec le piston vers le haut de la chemise.

Ces deux fonctions sont interdépendantes car, dans la solution donnant les meilleurs résultats, les segments racleurs laissent passer une quantité d'huile réduite, mais cependant réelle, vers les segments d'étanchéité lesquels doivent, entre autres conditions, être conçus pour, tout en étant suffisamment lubrifiés, contrôler le débit de cette huile afin de limiter la quantité des produits résultant de sa combustion.

La présence de segments racleurs trop efficaces entraîne fréquemment le rayage (et même le grippage) des segments d'étanchéité (voire de la jupe de piston), incidents qui provoquent en retour, du fait des particules libérées, le rayage des segments racleurs et la disparition du contrôle du débit de l'huile. Aussi une consommation d'huile anormalement élevée peut-elle être parfois réduite par l'adoption de segments racleurs moins efficaces ou moins nombreux, lorsque le fût de la chemise est géométriquement correct.

α) La segmentation d'étanchéité

Les segments d'étanchéité doivent :

- Assurer l'étanchéité aux gaz
- Parachever le contrôle du flux d'huile vers la chambre de combustion.

Ces segments assument leur rôle d'étanchéité aux gaz :

- Par appui de leur face externe contre le cylindre

et

- Par appui de leur face inférieure contre le piston.

La pression radiale du segment, en particulier celle du premier segment, ne pouvant à elle seule assurer l'étanchéité contre le cylindre, il faut prévoir, entre segments et gorges, un jeu en hauteur suffisant pour permettre aux gaz de combustion de passer derrière le segment. Mais ce jeu ne doit pas être trop grand, sinon le segment martèlera la gorge. Il est assez difficile de fixer une valeur à ces jeux.

Il semble que pour des segments rectangulaires et des pistons en alliage à 12 % Si on puisse, a priori, choisir :

Pour le segment de tête : 0,10 à 0,14 mm
Pour le second segment : 0,08 à 0,12 mm
Pour les suivants : 0,06 à 0,08 mm.

Mais seule l'expérience décidera.

Du fait de ces jeux, le segment est soumis :

- A une force verticale $\vec{F}_v$ qui l'applique vers le bas, produit de la pression régnant dans la chambre de combustion par la surface supérieure du segment.
- A une force horizontale radiale $\vec{F}_h$, produit de la même pression par la surface interne du segment, qui se compose avec une force $\vec{F}_v$ x coefficient de frottement ($\simeq 0,2$).

Au-delà d'une certaine vitesse de rotation, l'inertie du segment peut être suffisante pour vaincre la force $\vec{F}_v$ au voisinage du P. M. H. Le segment quitte alors la face inférieure de la gorge et $\vec{F}_h$ disparaît pratiquement : l'étanchéité n'est plus assurée ni sur la face externe, ni sur la face inférieure. On a donc intérêt à monter des segments qui ne soient pas trop hauts, d'autant plus que des segments hauts augmentent la hauteur du piston : une hauteur de l'ordre de 0,02 D paraît correcte dans l'état actuel (1960) de la technique des moteurs rapides.

β) La segmentation de contrôle de l'huile

Les segments racleurs sont chargés de limiter l'importance de la quantité d'huile qui, projetée en masse par la bielle sur le bas de la chemise, pourrait gagner la chambre de combustion et y provoquer d'importants résidus, l'huile étant un très mauvais combustible.

Les segments racleurs doivent donc posséder :

- Une grande pression unitaire avec une surface portante réduite pour cisailler le film d'huile
- Une arête inférieure aiguë pour augmenter l'action du cisaillement
- Un jeu minimal dans leur gorge (0,06 à 0,08 mm)
- Une assez grande liberté à l'égard du sludge.

Par ailleurs, il faut prévoir une évacuation facile de l'huile raclée, sinon cette huile acquerra de la pression dynamique et décollera le segment du cylindre. Il faut ménager, au-dessous de chaque lèvre de raclage, des tunnels de communication avec l'intérieur du piston.

On peut accroître très sérieusement le raclage de l'huile en prévoyant une arête aiguë en bas de jupe. Le contrôle assuré par cette arête possède l'avantage d'être constant et d'une efficacité qui permet parfois de supprimer le segment racleur inférieur si le fût de la chemise est géométriquement correct.

Lorsque l'ensemble de la segmentation est correctement utilisé,

les segments d'étanchéité parachèvent le contrôle du flux d'huile qui doit leur être distribué pour assurer leur propre lubrification; entre le segment racleur supérieur et le segment d'étanchéité inférieur, il est bon de prévoir une diminution du diamètre du piston égale à 25% de l'épaisseur radiale du segment d'étanchéité.

Ce sont des détails de cet ordre qui, améliorant le contrôle de l'huile, permettent d'en arriver finalement à ne plus avoir que quelques segments à faible pression, donc d'améliorer le rendement mécanique et de diminuer l'usure.

2. Profil extérieur du piston

Tenant compte des températures élevées régnant dans la chambre de combustion, il est recommandé de prévoir que la couronne aura un diamètre inférieur de 0,007 D au diamètre nominal, avec minimum de 0,70 mm.

La partie porte-segments sera conique et conduira à une diminution de 0,003 D au droit du dernier segment d'étanchéité (fig.VII.1).

La jupe qui pourra être conique aura une diminution de 0,0015 D en bas. Une jupe à section droite elliptique permet de réduire le jeu entre piston et chemise et de diminuer le basculement du piston. Malheureusement, cette réalisation exige la possession de machines-outils difficilement amortissables pour des alésages > 200.

Ces diminutions doivent être légèrement augmentées dans le cas de moteurs à refroidissement par l'air.

La meilleure forme est celle qui permet d'obtenir, le plus rapidement possible, une surface de contact jupe-chemise la plus étendue possible sans que, ce faisant, on ait encouru de risques de grippage dans les conditions du service auquel sera soumis le moteur. Celles-ci peuvent être très différentes tant au point de vue mécanique qu'au point de vue thermique; il faudra examiner en particulier le cas où le moteur, étant froid, serait mis brutalement plein couple, le piston se dilatant alors beaucoup plus vite que la chemise.

Il est recommandable de procéder, au laboratoire, à des mesures systématiques de déformation de jupe sous l'effet conjugué des charges thermiques et des charges mécaniques (fig. VII. 9).

Rappelons que plus grand sera le jeu, plus dangereux et plus bruyant sera le choc dû au changement de signe que connaît au voisinage du point mort haut la poussée latérale du piston sur le cylindre.

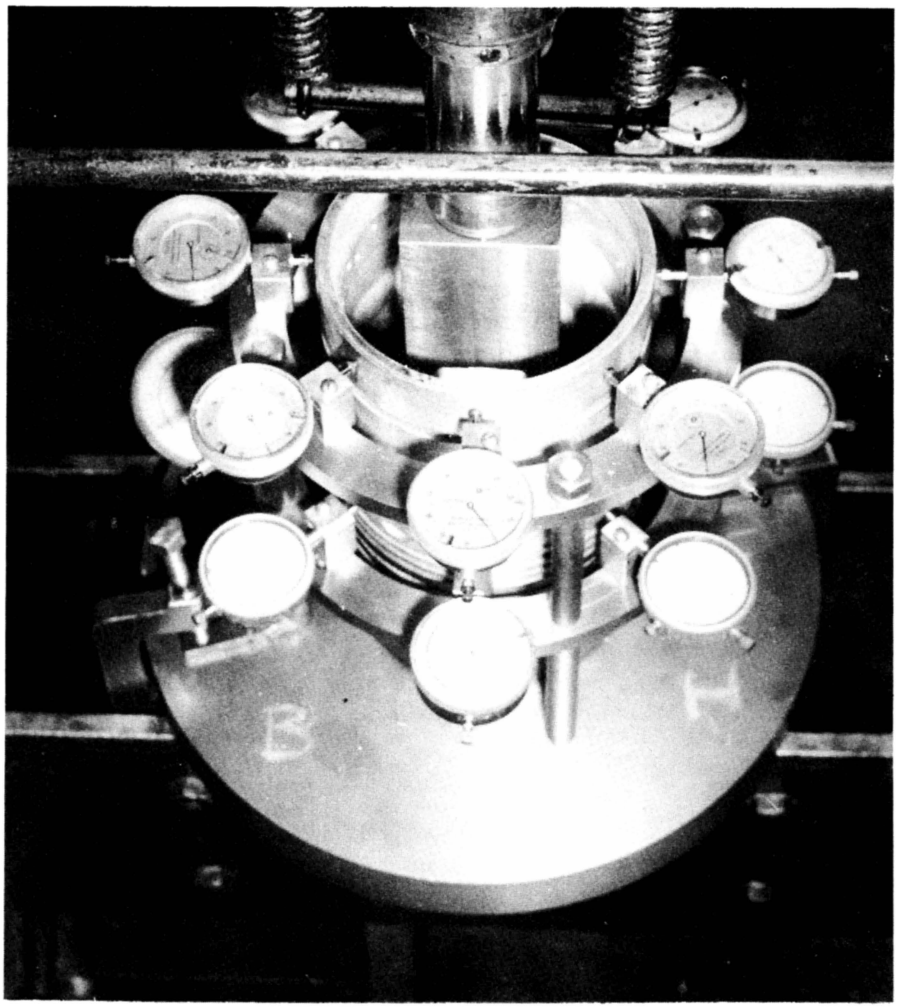


Fig. VII.9.- Mesure des déformations d'un piston sous charges croissantes.
(Document F.T.V. - S.N.C.F. - Journal S.I.A., octobre 1959)

Le mouvement du piston est alors la résultante d'un mouvement de translation transversal et d'un mouvement de rotation provoqué par la pression des gaz dont le moment par rapport à l'axe du piston est également proportionnel au jeu; on peut annuler ce couple de basculement en décentrant l'axe d'une quantité égale au jeu radial; en effectuant un décentrage plus important, on fait basculer le piston en sens inverse : ainsi le bas de la jupe frappe le premier le cylindre et le choc est beaucoup moins intense.

3. Logement de l'axe de piston

Le diamètre extérieur d'un axe de piston doit être tel que la pression transmise par les surfaces en regard ne soit jamais supérieure à la valeur au-delà de laquelle le graissage du contact n'est plus possible. Les efforts auxquels est soumis un axe de piston, maximaux au P.M.H., sont alors égaux à :

$$\left(P_c \times \frac{\pi D^2}{4}\right) - (M \times a)$$

M étant la masse du piston et des segments et a l'accélération du piston au P.M.H. à la vitesse de rotation considérée. Il s'ensuit une pression par unité de surface projetée de l'alvéolage; cette pression spécifique ne doit guère dépasser 400 kg/cm^2 avec les alliages coulés et 500 kg/cm^2 avec les alliages matricés ou forgés. Lorsque cette condition est respectée au régime nominal, il faut s'assurer qu'elle le reste à basse vitesse et plein couple.

En général, dans le cas de moteurs suralimentés un peu poussés, on est ainsi conduit à adopter un diamètre extérieur d'axe égal à au moins 0,4 D. Si la pression spécifique limite est dépassée, on peut lubrifier la surface sous pression et parfaire l'état de surface en baguant les alvéolages de piston (voir chapitre XI. La bielle).

Certains auteurs conseillent l'emploi d'un facteur formé par le produit (pression maximale dans l'assemblage x vitesse périphérique maximale de l'axe par rapport aux alvéolages), facteur qui, étant de la dimension $M L^{-1} T^{-1}$ est assimilable à une viscosité dynamique. Or il ne faut pas perdre de vue que, au moment où la pression est maximale, la vitesse périphérique de l'axe est pratiquement nulle et la résistance intrinsèque du coin d'huile extrêmement faible. Il apparaît, en conséquence, inopportun de conférer à ce facteur une importance déterminante dans un domaine autre que celui de la chaleur dégagée par frottement au sein de l'assemblage.

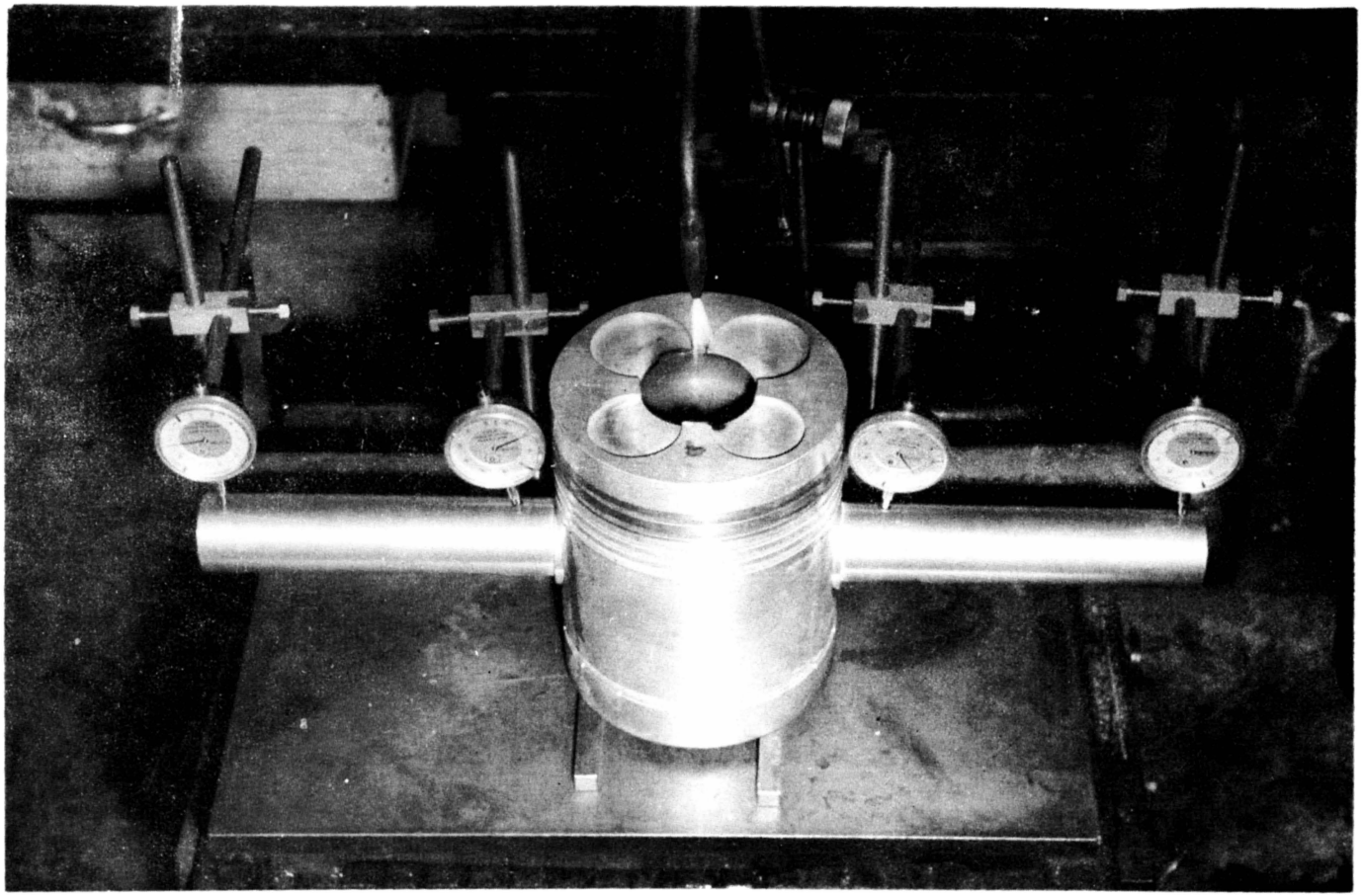


Fig. VII.10.- Mesure des déplacements des axes des alvéolages sous l'effet de la température.
(Document F.T.V. - S.N.C.F. - Journal S.I.A., octobre 1959)

Rappelons que trois types de contraintes sont développées dans un axe de piston :

1. Pour mémoire : un cisaillement dans les zones situées entre le pied de bielle et les bossages de piston
2. Une flexion longitudinale due aux interactions du piston et de la bielle
3. Une flexion transverse due à l'aplatissement sous charge.

La contrainte 3 ne doit pas atteindre une valeur telle que la déflexion puisse être supérieure à 0,025 mm; cette prescription conduit dans le cas des moteurs ci-dessus évoqués à adopter un diamètre intérieur d'axe de 0,25 D, ceci sous réserve que le diamètre extérieur soit au moins égal à 0,4 D. Dans ces conditions, les contraintes nées de 1 et 2 restent dans des limites très acceptables à condition que le traitement thermique n'ait provoqué ni autocontraintes superficielles d'extension ni, a fortiori, de microfissures et que l'usinage n'ait laissé subsister aucun sillon.

La déflexion - ci-dessus limitée en principe à 0,025 mm - doit être d'autant plus faible que les jeux fonctionnels sont plus réduits.

La valeur du jeu à froid doit au total tenir compte :
De la déformation en service de l'axe du piston, tant dans son plan radial vertical que dans son plan transversal
De la déformation de l'alvéolage sous l'effet des contraintes mécaniques et thermiques (fig. VII. 10).

Un axe déformable monté serré provoque fréquemment des fissurations de piston partant de l'alvéolage, fissurations qui, une fois amorcées, permettent la formation de corrosions de contact d'autant plus intenses que le diamètre exagéré de l'axe prive l'assemblage de toute présence d'huile.

Un axe monté serré à froid constitue une entretoise jusqu'au moment où la température des bossages du piston devient suffisante pour permettre la libération du contact axe-piston; or sous les effets dus :

- Au fait que le piston s'échauffe plus tôt, donc se dilate plus rapidement - étant par surcroît en aluminium - que la chemise en fonte
- Aux réactions inhérentes à l'appui de l'arc de jupe de piston sur la chemise

le piston se déforme et puisque les déformations d'origines mécanique et thermique ne peuvent se libérer vers l'intérieur - du fait de l'axe formant entretoise - les quatre points d'articulation des arcs de jupe se déplacent vers l'extérieur (fig. VII. 11); ce processus semble constituer la plus courante des causes de l'avarie désignée sous le nom de piston "qui se met carré".

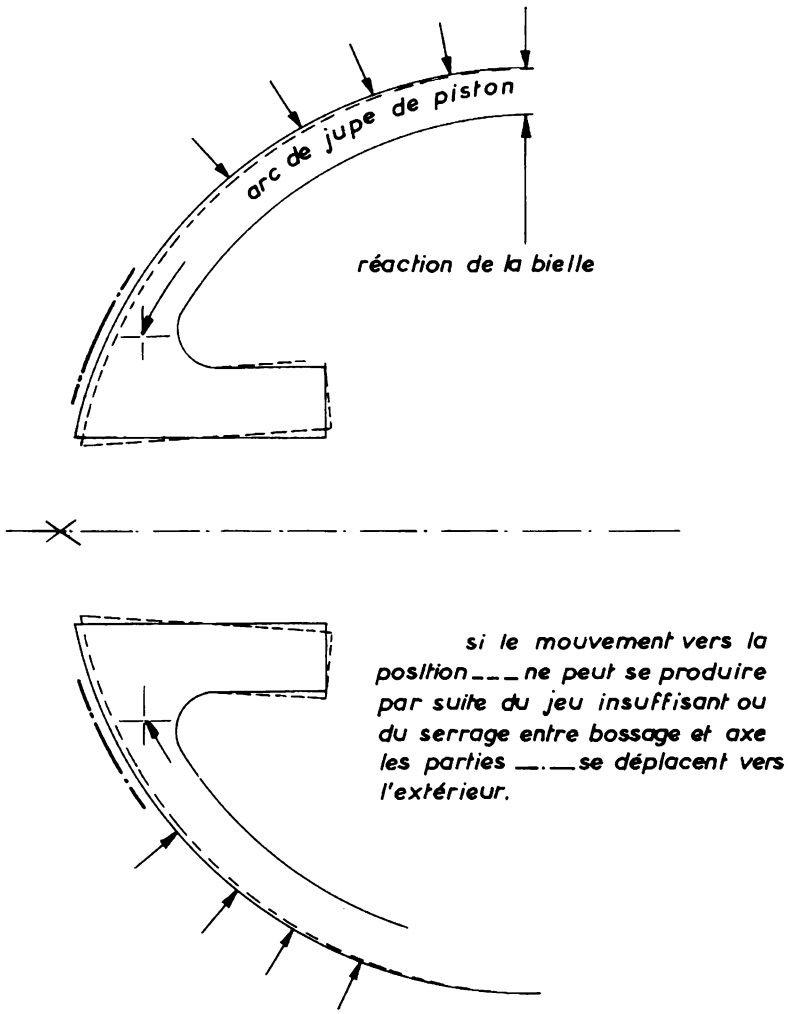


Fig. VII.11.- Déformation d'un piston dont l'axe est monté serré.

Enfin les calories dégagées par la combustion entretiennent dans les bossages une température de l'ordre de 125 à 150°C; cette température est augmentée de 15 à 30 degrés du fait de l'échauffement provoqué par les frottements dans l'assemblage. Le souci de maintenir cette température aussi basse que possible - et en tout cas au-dessous de 200°C - engage à refroidir l'assemblage par débit d'huile.

Il faut prévoir des bossages généreux, largement reliés au fond de piston et prendre soin cependant de ne pas risquer d'atteindre des températures de 200°C dans les surfaces portantes, sous peine de

les voir s'effondrer sous les contraintes répétées. Pour limiter les effets pernicieux du fléchissement axial et faciliter la déconcentration des contraintes, il est recommandé de ménager un congé d'environ 1,5 mm au débouché interne des bossages du piston.

Du fait des dilatations importantes dues à ces bossages, il faut dégager les parois qui leur font face, ce qui n'offre pas d'inconvénient, ces régions ne contribuant pas au guidage. Il faut prendre soin de prévoir des raccordements à grand rayon entre les bossages d'axe et les faces intérieures de jupe afin de limiter l'amplitude des déformations vers l'extérieur de la jupe du piston.

4. La jupe

L'épaisseur de la jupe doit être d'environ 0,03 D. Il sera bon d'y prévoir à la partie inférieure un cordon qui en raidira le bord, servira au logement du segment racleur inférieur et sera utilisé comme centrage lors de l'usinage et pour la mise au poids.

5. Fini de surface

La coulée en coquille (avec noyaux métalliques et refroidissement par eau aux sections les plus épaisses), couramment utilisée maintenant, procure des surfaces bien propres, ce qui est particulièrement désirable pour celles qui ne doivent pas être usinées.

Pour les surfaces à usiner il est bon de prévoir un fini de tour exécuté avec un outil à pointe diamant à très grande vitesse pour l'obtention d'une rugosité de surface de 20 à 25 micro-inches CLA (noter qu'un outil moins dur arracherait les particules de silice).

Les faces des gorges devraient être usinées comme les sièges d'un clapet, c'est-à-dire aussi lisses que possible, ce qui est difficile et cher.

Le fini de surface de l'alésage de l'axe doit être de l'ordre de 10 rus.

Pour faciliter le rodage lorsque l'on emploie des chemises lisses, on peut recouvrir le piston d'une mince couche d'étain. D'autres constructeurs préfèrent graphiter la jupe. La plupart ne prévoient rien, préférant ne pas plaquer sur l'aluminium (coefficient de conductibilité thermique $\lambda = 0,50$) un matériau isolant (λ étain = 0,15; λ graphite = 0,012) même en faible couche.

En ce qui concerne la couronne et la tête du piston, on peut prévoir

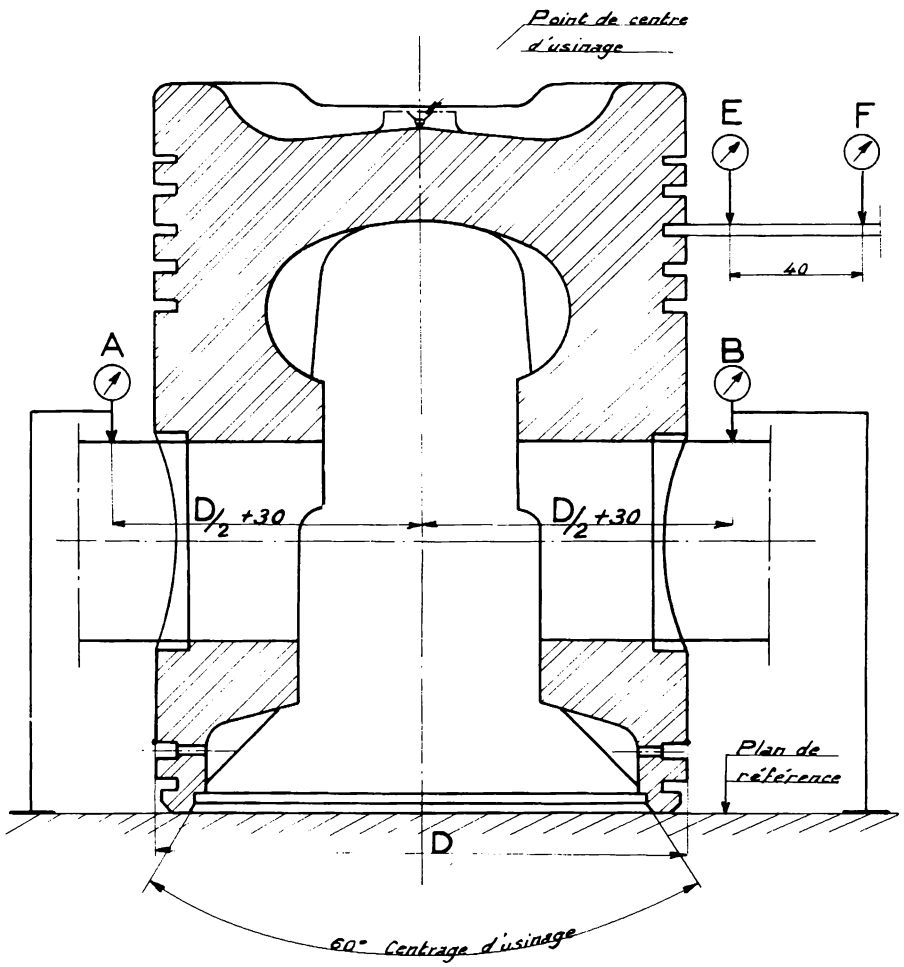


Fig. VII. 12. - Vérification d'un piston.

un chromage lisse sous réserve d'être certain de la persistance du revêtement; cette solution accroît la dureté superficielle et diminue l'accrochage des résidus carbonés.

Détermination définitive d'un piston

Une fois le piston dessiné, on en fait construire quelques unités dont on vérifie soigneusement la géométrie (fig. VII. 12) avant d'en équiper un moteur que l'on entraîne quelques heures au moyen d'un moteur électrique. Au démontage, on retouche les parties qui porteraient avec excès, on met ensuite le moteur sous charges progressives allant jusqu'à la surcharge (montée en 8 heures au minimum).

Si le profil du piston est judicieux, on constate qu'une large surface de la jupe a porté sur le cylindre. L'examen des surfaces de contact permet de mettre au net le dessin définitif.

Examen d'un piston usé

- Cet examen doit porter sur les points suivants : jupe, segments, gorges ...

1. Jupe. -

- Traces de grippage élémentaire résiduel.
- Fente ou cassure décelant la présence d'efforts thermiques. Si la fente passe par le logement de l'axe, l'affaire est très sérieuse et peut provenir d'un axe monté trop serré ou insuffisamment rigide.

2. Segments. -

- Gommage : le segment pris dans la gorge ne porte plus par sa face extérieure sur le cylindre.

  Le gommage à chaud ne se produit jamais au-dessous de 180°C et se produit toujours au-dessus de 225°C (températures prises en fond de gorges). A défaut de modification dans le dessin du piston :

  - Emploi d'huile dopée : gain possible 25°C
  - Segments trapézoïdaux : gain possible 30°C

  } Ces gains ne s'ajoutent pas

  - Diminuer la p. m. e.

  Le gommage à froid se produit à faible charge quand les produits intermédiaires de la combustion en conditions froides sont abondants; n'affecte le plus souvent que les segments inférieurs.

  Remèdes :

  Améliorer la combustion.

  Réguler la température de l'eau.

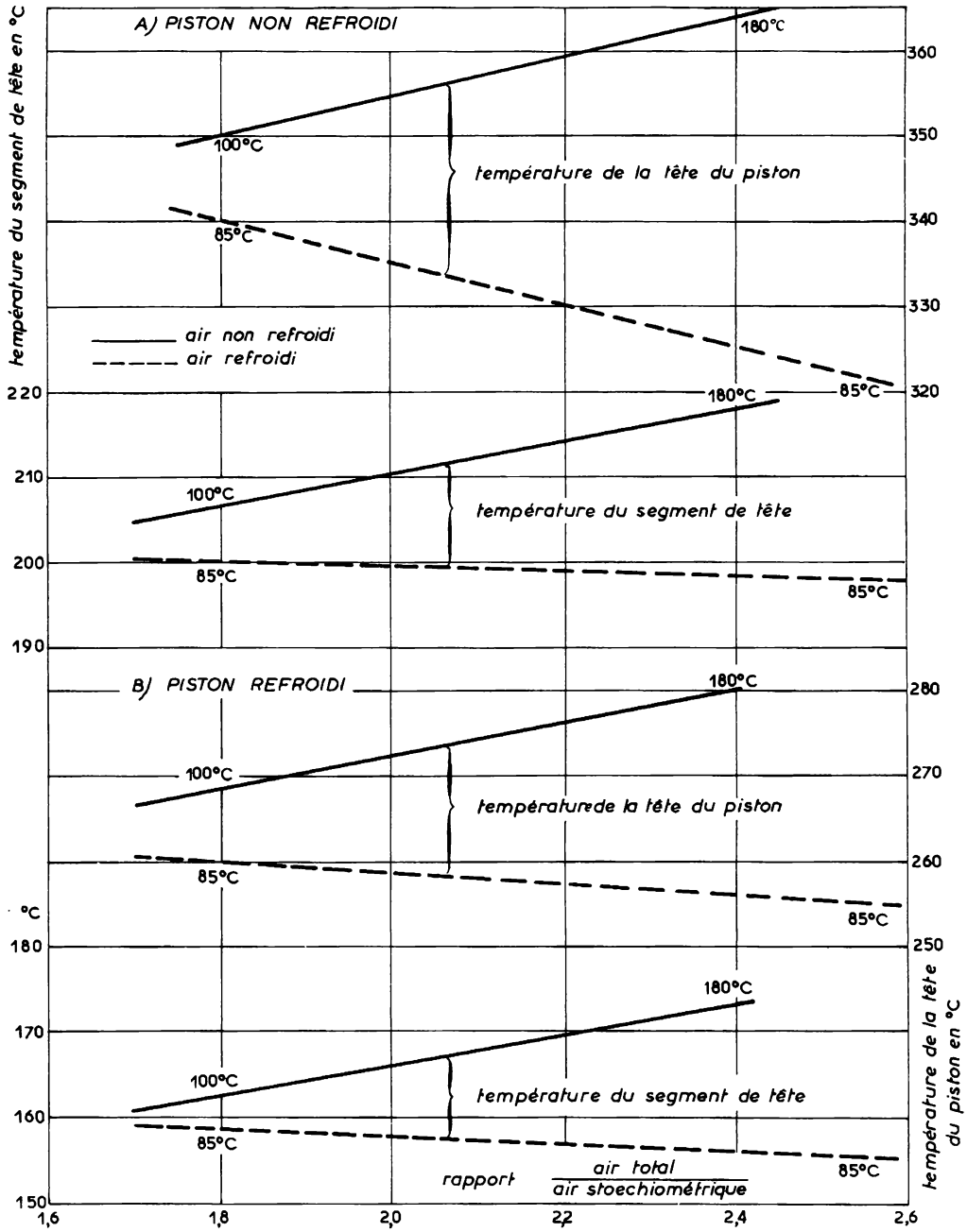


Fig. VII.13.- Températures de piston et de segment en fonction de l'air total introduit dans un moteur 2 temps. D = 220, C = 330, N = 750, p.m.e = 6. Les températures portées sur les courbes sont celles de l'air dans le cylindre après la fermeture du balayage.

(Leiker. M. T. Z., août 1957)

Augmenter le jeu en hauteur de quelques centièmes.
Augmenter l'efficacité des segments racleurs.

En cas de doute pour l'origine du gommage, examiner le fond de la paroi interne du piston, pour juger de la température atteinte.
Diminuer le refroidissement interne du piston.

- Rupture des segments : dans le cas où le jeu à la coupe est suffisant pour permettre les dilatations thermiques, la rupture des segments semble due :
  - Avant tout, à la qualité de la structure de la fonte du segment
  - A un gommage partiel (la partie non gommée bat)
  - Quelquefois, si rupture systématique, à des vibrations (augmenter la bande et l'épaisseur après s'être assuré que les faces supérieure et inférieure sont parfaitement planes et que les jeux en hauteur sont suffisants pour assurer l'établissement des pressions des gaz sur la face interne - noter à ce sujet l'intérêt des segments crénelés).

3. Gorges. - L'égueulement des gorges est l'usure qui détermine la vie d'un piston bien conçu. Cet égueulement est dû :

- Au frottement du segment au moment du basculage du piston. Cela dénote :
  - Une dureté insuffisante de l'alliage
  - Un jeu trop important entre jupe de piston et cylindre (coefficient de dilatation trop élevé).
- Au martelage du segment. Cela dénote :
  - Un jeu en hauteur trop grand (coefficient de dilatation)
  - Une résistance à chaud de l'alliage insuffisante.

  Dans ce cas, l'usure croît souvent très rapidement, amenant un battage et une rupture de segment, provoquant souvent une rupture des cordons.
- Parfois, à l'emploi d'huiles dopées qui conservent les sédiments en suspension.

4. Logement de l'axe. - Des piqûres dans l'alésage sont le signe d'un manque de rigidité de l'axe.

Le piston du moteur 2 temps

En sus des fonctions énumérées au début du présent chapitre, le piston d'un moteur 2 temps doit :

- Commander l'ouverture et la fermeture de lumières, rôle de distribution qui implique des jeux (piston - chemise) aussi réduits que possible.
- Empêcher l'huile remplissant le carter du vilebrequin d'entrer dans les lumières d'échappement. Le piston d'un moteur à balayage transversal assume donc un rôle particulièrement lourd et exige beaucoup de mise au point.

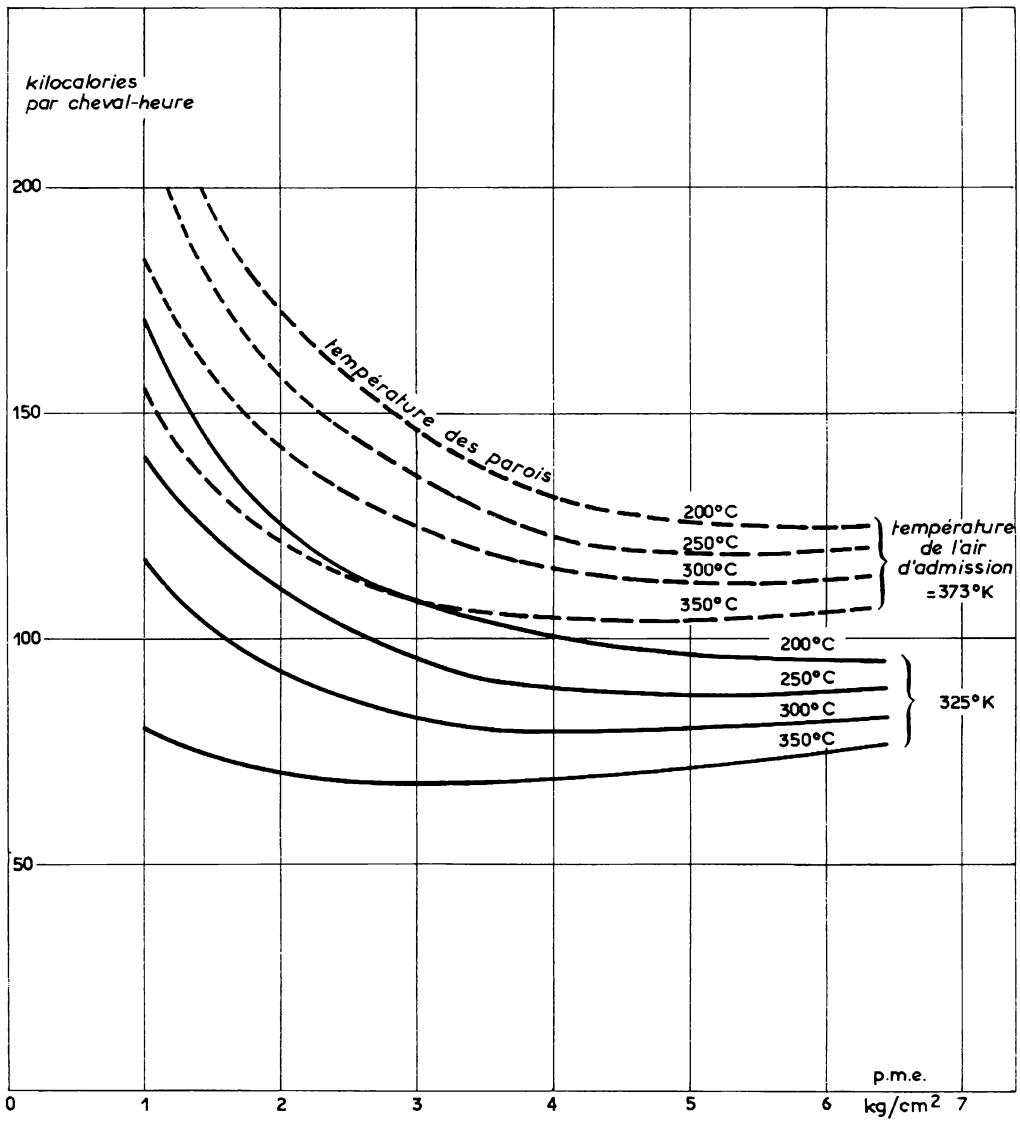


Fig. VII.14a. - Quantité de chaleur transmise au piston en kilocalories par cheval.heure pour un moteur 2 temps à balayage équicourant.
(GEISLINGER. M.T.Z., mars-avril 1951)

Le piston d'un moteur à balayage équicourant est le moins thermiquement chargé des pistons de 2 temps; son refroidissement interne ne s'impose qu'à partir de D = 200. Le piston d'échappement d'un 2 temps à pistons opposés est plein de sujétions du fait de l'intense échauffement subi de la part des gaz entre l'instant où le segment de tête découvre les lumières d'échauffement et celui où celles-ci sont dégagées par la tête du piston. Dans les moteurs à balayage transversal où les pistons commandent successivement les lumières d'échappement et celles d'admission, il faut s'attendre en règle générale à ce que l'échauffement produit par les gaz soit supérieur au refroidissement dû à l'air de balayage, lorsque celui-ci n'a pas été préalablement refroidi (fig. VII. 13); rappelons à ce sujet que, en effet, la température de l'air d'admission d'un 2 temps, toujours plus élevée que celle de l'air aspiré par un 4 temps non suralimenté, croît avec le taux d'air introduit et que l'expulsion des gaz résiduels n'est jamais complète.

Au total, les quantités de chaleur évacuées par cheval et par heure par un piston d'un moteur 2 temps sont, en moyenne, plus élevées d'environ 10 % que celles d'un 4 temps non suralimenté fonctionnant à la même pression moyenne effective avec la même température d'alimentation (fig. VII. 14 a et b) (à comparer à fig. IV. 9 et 10).

Nous avons dit que les phénomènes de fluage à chaud prennent une certaine importance dans le cas des pistons de moteurs 2 temps : en conséquence, beaucoup de constructeurs préfèrent utiliser des pistons à base de métaux ferreux (porte-segments en fonte, couronne en acier) (fig. VII. 15 et V. 11) alors que certains autres ont recours à des alliages d'aluminium au silicium hypereutectiques (18 à 25 % Si) matricés.

Remarquons que la pression sur l'axe de piston étant, dans le cas du 2 temps, toujours dans la même direction, il peut être indiqué, pour améliorer la lubrification de l'assemblage piston-axe, de munir l'axe d'un système de rainures d'amenée d'huile.

° ° °

La principale difficulté d'un moteur 2 temps à balayage transversal réside dans l'obligation d'une lubrification :

Suffisante pour assurer un fonctionnement sans usure de la segmentation d'étanchéité

Insuffisante pour provoquer dans l'échappement un dépôt carboné ou a fortiori une combustion en présence de l'oxygène de l'air de balayage.

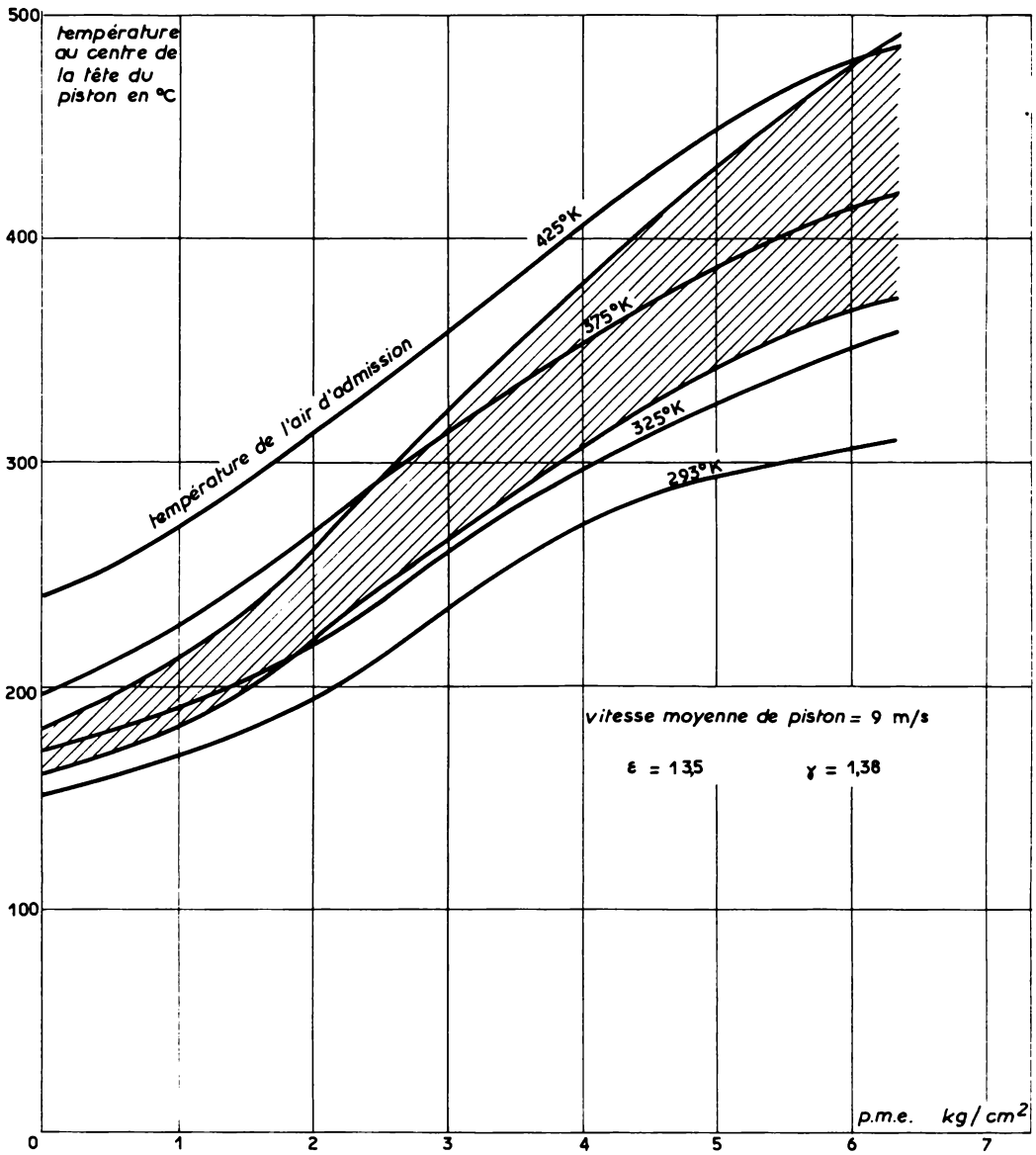
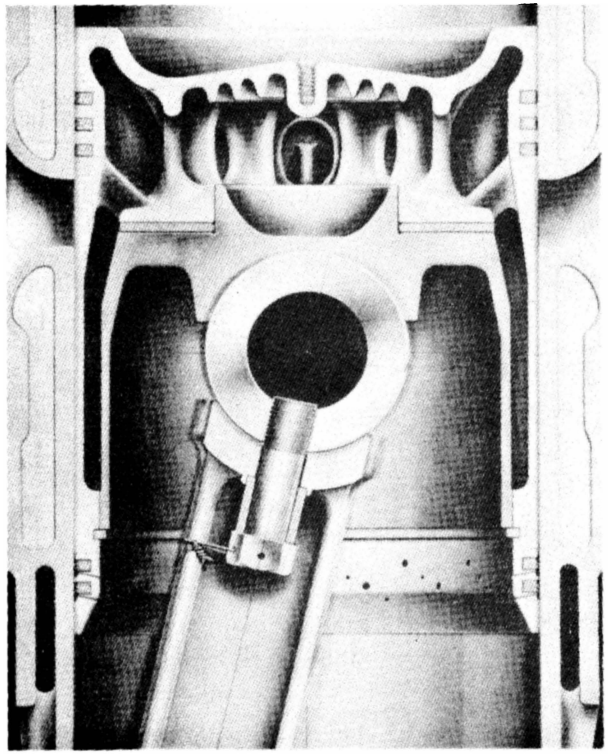
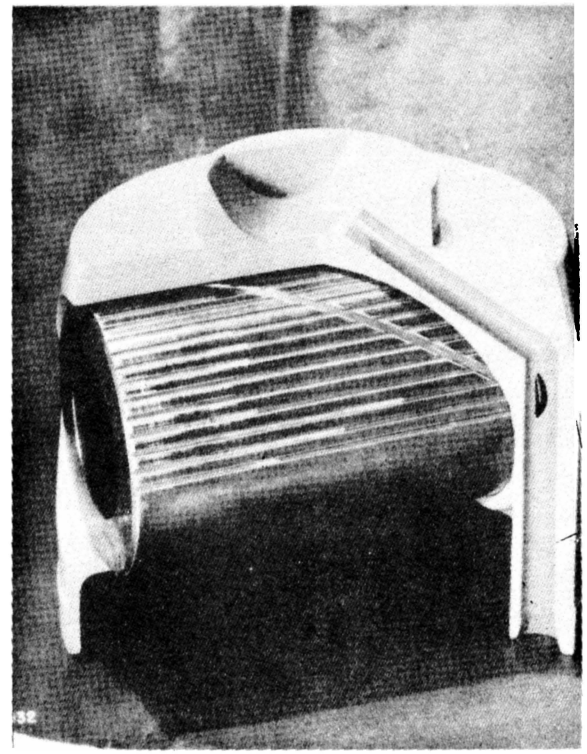


Fig. VII.14b.- Température dans la partie médiane du fond de piston d'un moteur 2 temps à balayage équicourant. D = 200 à 300. Piston aluminium. (GEISLINGER. M.T.Z., mars-avril 1951)



Piston fonte en 2 pièces



Lubrification de l'axe de piston

Fig. VII.15. - Moteur General Motors 2 temps. Alésage : 216 mm - Course : 254 mm.

Au total, la consommation d'huile d'un moteur 2 temps à balayage transversal sorti de rodage ne doit pas dépasser 1,5 g par cheval et par heure. Pour arriver à ce résultat, les deux segments racleurs doivent être placés en bas de jupe et posséder une efficacité supérieure à celle des racleurs utilisés dans les moteurs 4 temps.

Par ailleurs, si les pressions de balayage sont importantes, il faut éviter que de l'air ne passe dans le carter du vilebrequin et pour cela il est souvent bon de choisir comme racleur supérieur un segment à étages; on est même parfois contraint d'utiliser un segment d'étanchéité.

La disposition des segments d'étanchéité peut différer sensiblement de celle d'un moteur 4 temps puisque le segment de tête doit être rapproché du haut du piston pour profiter de l'importance du refroidissement dû au balayage et pour limiter l'importance du "coup de chalumeau" des gaz d'échappement. Lors du passage des extrémités des segments devant les lumières, les segments risquent de se rompre : aussi est-il bon de choisir des segments en fonte trempée dont les coupes sont chanfreinées; la pratique consistant à placer un téton fixant la coupe en face des entretoises des lumières est souvent à l'amorce du gommage du segment ainsi immobilisé.

Enfin les segments d'étanchéité fonctionnant dans des conditions de lubrification précaire, il s'avère parfois nécessaire de ménager une source auxiliaire de lubrification par des amenées d'huile au travers du haut de la chemise ou d'adopter des segments d'étanchéité d'un type spécial : c'est ainsi que certains constructeurs américains emploient des segments possédant dans leur face externe des gorges annulaires remplies d'un matériau spongieux qui, pompant l'huile dans les parties basses de la course, la restitueraient à la partie haute sous l'effet des températures élevées.

Remarquons que la quantité de chaleur évacuée par les segments d'un piston de 2 temps à balayage transversal est importante car le courant d'air à vitesse faible qui s'établit entre lumières d'admission et d'échappement isole thermiquement la jupe du cylindre lorsque le piston effectue sa course utile.

° ° °

Concluons avec Devillers et Mercès que "un piston quelconque construit sur une doctrine quelconque ne vaut que par les méthodes et par les soins attentifs qui sont à la base de toutes les phases sans exception de sa réalisation et même de son emploi."

B. - LES SEGMENTS

Le segment de tête est l'une des pièces du moteur qui souffrent le plus. Il doit, malgré les hautes températures et les hautes contraintes auxquelles il est soumis, assurer l'étanchéité avec une vitesse de glissement très élevée et une lubrification très imparfaite et ce sans perdre sa tension propre, sans changer de forme et sans connaître d'usure appréciable.

Pendant des années tous les matériaux possibles furent essayés et la fonte, bien qu'elle soit loin d'être un matériau élastique, fut adoptée du fait qu'elle offrait la meilleure combinaison des propriétés physiques, des propriétés mécaniques et du prix.

Les fontes utilisées pour les segments de moteurs Diesel sont, en général, d'une composition avoisinant :

3,5 % de carbone, dont 3 % sous forme de graphite
2,5 à 3 % de Si
0,4 à 0,8 % de Mn
et de faibles teneurs (de l'ordre de 0,05 à 0,1 %) de Ni, Cr, Mo et Va.

La présence de cuivre, à des teneurs pouvant varier dans de notables proportions (parfois jusqu'à 1 %) améliore la stabilité à chaud.

Si les segments ordinaires pour moteurs à allumage commandé peu poussés peuvent être tronçonnés dans un manchon coulé par gravité ou par centrifugation, les segments de haute qualité qui sont indispensables au bon fonctionnement du moteur Diesel doivent être en principe coulés à l'unité ou en grappes. Le module d'élasticité E des segments unitaires varie de 8 500 à 11 000 kg/mm^2 alors que pour les segments tronçonnés il s'étend de 10 000 à 13 000 kg/mm^2, la limite d'élasticité étant, dans les deux cas, de l'ordre de 30 à 35 kg/mm^2.

Il est recommandé de chercher à obtenir que la matière en fonte du segment possède une structure essentiellement perlitique finement lamelliforme; les lamelles de perlite doivent pouvoir être distinguées avec un grossissement de 400; une structure lamellaire trop fine (non discernable au grossissement 1 000) contient du graphite en surfusion et est impropre.

Le graphite doit être distribué uniformément avec orientation désordonnée de lamelles de l'ordre du millimètre de long; la distribution en rosette peut être admise à condition que les rosaces soient assez grosses et non accompagnées de régions ferritiques étendues; la distribution interdendritique est prohibée. La forme, la dimension,

la densité, la répartition des lamelles de graphite et des constituants inclus dans la matrice varient avec les dimensions des segments; le rôle du silicium est, entre autres, de faciliter la coulée et la répartition du graphite des segments de diamètre supérieur à 160 millimètres mais malheureusement ce bénéfice s'obtient au détriment des qualités mécaniques de la fonte.

La forme la plus satisfaisante de l'eutectique phosphoreux est la forme réticulaire fine et régulière, sans gros agrégats; une trop forte teneur en phosphore (> 0,6 %) conduit à une forme réticulaire grossière qui sépare les grains et est favorable à leur détachement.

La dureté des segments diminue au fur et à mesure qu'augmente leur dimension, elle se situe en général entre 110 et 85 Rockwell B.

Depuis quelques années sont fabriqués des segments en acier - dont la composition avoisine 1 % de C, 0,25 % de Si, 0,3 % de Mn et 1,5 % de Cr - revêtus d'une couche de chrome afin d'améliorer les caractéristiques de frottement.

Durant la confection du segment, l'opération consistant à lui conférer de la tension est la plus importante. Il ne faut néanmoins pas perdre de vue que l'objet de cette tension est de maintenir le segment appliqué sur le cylindre dégageant ainsi l'espace entre segment et fond de gorge afin que la pression des gaz puisse agir sur la face interne du segment. Faute de tension, la consommation d'huile croît et des résidus carbonés se forment dans la chambre de combustion et sur la couronne; enfin, dans le cas du 4 temps non suralimenté du fait du vide partiel créé durant le temps aspiration, le segment dépourvu de tension risque de battre et de se rompre.

Deux procédés, parmi divers autres, sont plus généralement mis en œuvre :

a) Formage à chaud. - Création d'une tension thermique par laquelle le segment, après exécution de la coupe, est placé, ouvert par un coin, dans un four électrique ou à bain de sel et porté à une température ($\simeq$ 700°C) telle que, à froid, les tensions nées de l'usinage et du formage étant détruites, le segment se relâche et que l'ouverture à la coupe contrôle la tension du segment une fois dans le cylindre.

b) Coulée d'un anneau elliptique conduisant à l'obtention d'une tension radiale dans le petit axe - emplacement de la future coupe - supérieure à celle régnant dans le grand axe;l'anneau est ensuite usiné comme une came ce qui exige la possession de machines très spéciales.

Signalons aussi la pratique du martelage de la face intérieure du segment fini d'usinage, mettant cette face sous contrainte.

Un segment, lorsqu'il est en place dans un cylindre, est fermé sous l'effet d'une infinité de forces radiales centripètes uniformément réparties sur toute la périphérie externe, forces qui, créant dans chaque section un moment de flexion tendant à augmenter la courbure, mettent en extension les fibres externes et en compression les fibres internes.

La pression spécifique ainsi appliquée sur la périphérie du segment est :

- Proportionnelle :
  Au module d'élasticité du matériau du segment
  A la quantité dont on a refermé le segment
  Au moment d'inertie $h . e^3/12$ de la section.
- Inversement proportionnelle à $(D)^4$.

En réalité, pour des segments de section constante et de structure homogène, la pression spécifique est plus élevée au voisinage de la coupe,laquelle a libéré les forces internes de liaison; les forces de frottement du segment contre la chemise augmentent donc au voisinage des extrémités : l'usure y est donc plus accentuée (les risques de grippage aussi), mais les amplitudes des vibrations que pourraient connaître les extrémités libres en sont limitées ainsi que les risques de rupture.

Signalons que dans le cas des moteurs 2 temps il faut diminuer ces pressions d'extrémité afin de ne pas augmenter les risques d'accrochage de ces extrémités dans les lumières.

La vérification de la tension spécifique est essentielle, mais elle est délicate car elle repose sur la mesure de l'effort (ou du couple) nécessaire pour fermer l'anneau. Pour opérer cette vérification, on peut :

1. Soit créer au moyen d'un ruban flexible enserrant le segment un effort tangentiel dont on mesure la grandeur lorsque l'écart entre les deux branches du segment est égal au jeu de la coupe; mais les efforts prenant naissance dans le contact entre ruban et segment modifient les conditions réelles des sollicitations auxquelles est soumis le segment.
   Dans ces conditions, la tension spécifique (ou pression unitaire propre) est :

$$p_s \ (kg/cm^2) = \frac{200 \vec{F}}{D \times h}$$

$\vec{F}$ étant la force tangentielle en kilogrammes-poids
D étant l'alésage (en millimètres)
h étant la hauteur du segment (en millimètres).

2. Rapprocher les deux extrémités en exerçant un effort diamétral perpendiculaire au plan de coupe. Dans ce cas, une moitié seulement de l'anneau est sollicitée et l'on s'écarte vraiment beaucoup des conditions d'emploi.

On peut tabler sur le fait que :

Force diamétrale = 2,63 x force tangentielle

3. Exercer un couple de flexion sur les extrémités libres.

Dans ce cas on a :

$$p_s \ (kg/cm^2) = \frac{2}{3} \frac{\text{Moment de flexion (cm x kg)}}{e \ . \ r}$$

e étant l'épaisseur radiale du segment (en millimètres)
r étant le rayon moyen du segment (en millimètres).

Dans tous les cas, la pression unitaire propre calculée est égale à :

$$p_s \ (kg/cm^2) = 14,2 \ \frac{e^3}{D^4} \ . \ E \ . \ \ell \ (mm)$$

ℓ étant la distance entre becs du segment diminuée du jeu à la coupe.

Les faces latérales doivent être surfacées par meulage entre disques avec un très bon état de surface tant pour réduire l'adhésion des gommes et résidus de combustion que pour obtenir une portée parfaite - égale à celle d'un clapet - et limiter les amorces de fissures. La rugosité des faces latérales ne devrait pas dépasser 10 rus. Pour la face externe, on peut se borner à un fini de tour relativement ordinaire à 150 rus exécuté avec faible avance et grande vitesse de rotation. Après le rodage, la rugosité y devient de 4 à 8 rus. Certains signalent qu'on peut accélérer ce rodage, si le besoin s'en fait sentir, en recouvrant le segment d'un mélange de graphite avec résine synthétique et de la pâte à roder les miroirs. L'emploi d'un segment revêtu de chrome poreux ou friable est de beaucoup préférable.

Principe du calcul des segments. Application aux segments d'étanchéité

Pour mettre un segment en place dans le piston, il faut ouvrir le segment créant ainsi dans la section opposée à la coupe un moment fléchissant qui, tendant à diminuer la courbure, produit des efforts de traction dans les fibres internes et de compression dans les fibres externes.

Les efforts créés pour ouvrir ainsi le segment de la quantité suffisante pour que le segment passe autour de la couronne du piston croissent comme le module d'élasticité du matériau; il ne faut pas que, de ce fait, ces efforts plus ou moins adroitement exercés (et dans ce domaine l'emploi d'une pince spéciale est hautement recommandable) conduisent à dépasser la charge de rupture des fibres internes : on provoquerait, dans ces conditions, des fissures qui, en service, amèneraient la rupture du segment.

Toute augmentation du module d'élasticité de la fonte du segment doit donc postuler que l'on prend en même temps des mesures :

Soit pour augmenter la charge de rupture

Soit pour diminuer les contraintes des fibres internes en diminuant l'épaisseur radiale du segment.

Il importe de conférer au segment des caractéristiques dimensionnelles telles que dans la section la plus chargée - la section diamétralement opposée à la coupe - la contrainte ne dépasse pas 80 % de la limite élastique (28 à 35 kg/mm^2 dans le cas des fontes) lors de la mise en place du segment sur le piston. La contrainte, qui est proportionnelle à la variation de courbure et à l'épaisseur radiale du segment, est, dans ces conditions, telle que :

$$\frac{e}{D} \text{ prop. } \sqrt{\frac{\sigma}{E}}$$

L'impératif $\sigma < 22$ à 28 kg/mm^2 conduit à :

$$\frac{e}{D} \simeq \frac{1}{25} \quad \text{(fig. VII. 16)}$$

Bien que σ croisse avec e, il y a intérêt à choisir e grand parce que :

a) La transmission de chaleur du piston au segment croît avec e

b) La pression unitaire propre, qui ne doit pas être trop faible, est proportionnelle à :

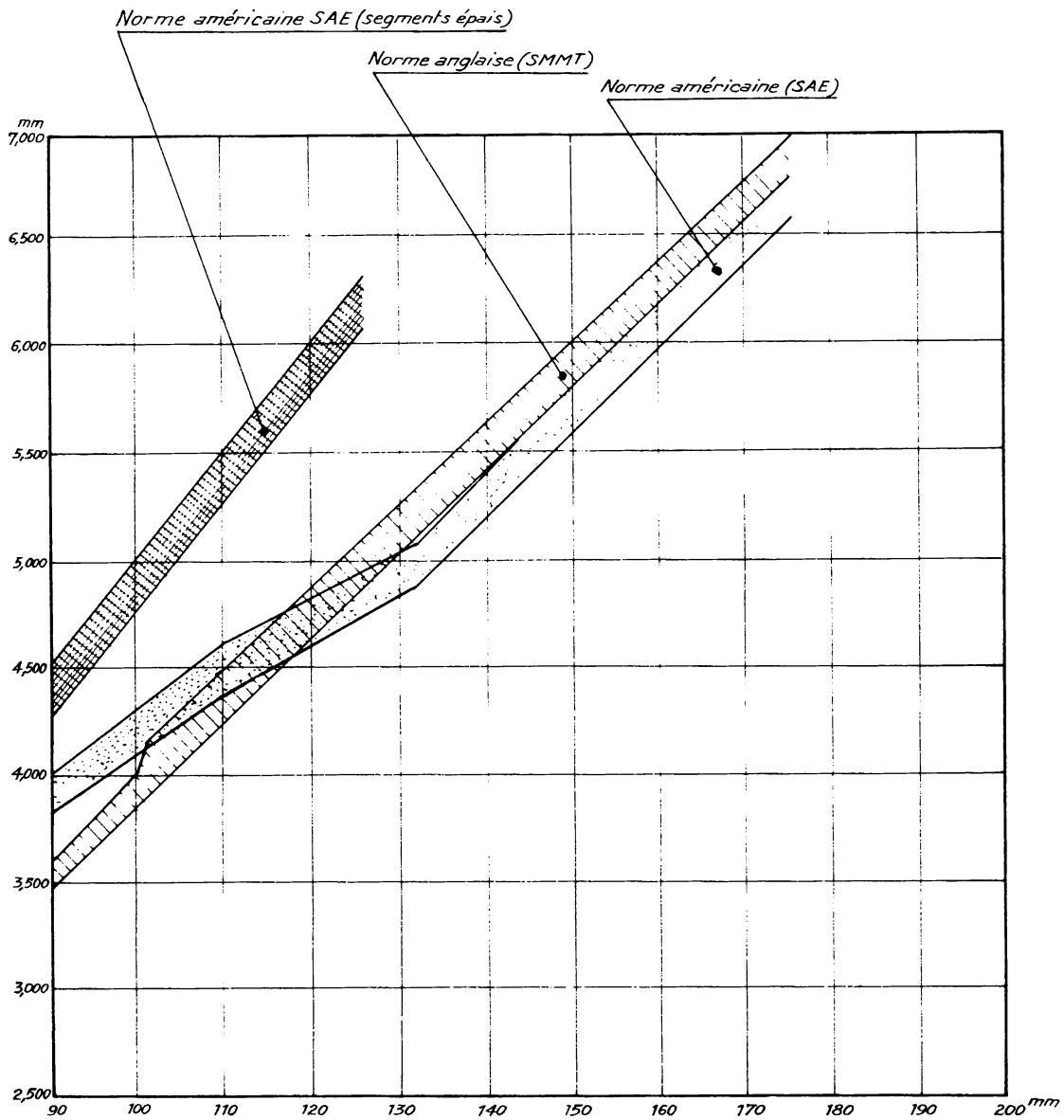


Fig. VII.16.- Epaisseur radiale des segments en fonction de l'alésage.

$$\frac{\left(\frac{e}{D}\right)^2 \cdot \sigma}{3}$$

soit $\frac{\sigma^2}{3E}$; elle croît pour un alésage donné avec le taux de travail adopté, donc avec e. Remarquons en passant que cette pression est totalement indépendante de la hauteur du segment.

Au total, compte tenu de tout ce qui précède, la pression unitaire propre p_s se situe aux environs de 1 à 1,4 kg/cm^2.

Notons qu'une pression trop élevée augmente, inutilement, la puissance absorbée par le frottement des segments sur le cylindre, puissance passive qui est loin d'être négligeable.

Par ailleurs, mentionnons que les segments d'étanchéité des moteurs 2 temps doivent avoir une pression unitaire diminuée afin de limiter les risques d'incident lors du passage devant les lumières.

La hauteur des segments n'est pas une caractéristique fondamentale. L'expérience confirme que, la force $\vec{F}_h$ agissant sur la face interne du segment diminuant avec la hauteur de celui-ci, les segments étroits sont moins enclins à gripper ou à se rayer (1); de ce fait, l'efficacité et la durée utile d'un segment croissent lorsque sa hauteur diminue, et ce surtout dans le cas des moteurs à 4 temps. Par surcroît, toute diminution de l'inertie d'un segment minimise l'importance du martelage de la gorge, martelage générateur d'un égueulement d'autant plus intense que, pour les conditions régnant dans la gorge (température ...), le matériau du piston est moins dur.

En pratique, pour les segments d'étanchéité en fonte, on choisit :

$h \simeq \frac{D}{50}$ dans le cas des moteurs à 4 temps

$h \simeq \frac{D}{40}$ dans le cas des moteurs à 2 temps.

Il importe cependant de ne pas adopter une hauteur inférieure à 3 millimètres pour ne pas compromettre la résistance du segment à la distorsion.

---

(1) On peut même penser que le décollement des segments épais sur moteurs rapides constitue l'amorce des ruptures de segments.

En ce qui concerne l'ouverture à la coupe à l'état libre O_1, laquelle influe également sur la pression, il est bon de choisir :

$$\frac{D}{10} < O_1 < \frac{1,5\ D}{10}$$

et de s'assurer que le jeu à la coupe, segment en place dans le cylindre, est suffisant pour que, sous l'effet des dilatations thermiques (segment chaud, chemise froide), les faces de la coupe ne viennent pas au contact. Avec des coupes droites, ne jamais descendre pour le jeu à la coupe, segment en place, au-dessous de $\frac{6\ D}{1\,000}$ ($\frac{8\ D}{1\,000}$ est une bonne valeur) pour le segment de tête et au-dessous de $\frac{4\ D}{1\,000}$ pour les autres.

Pour entrer plus avant dans l'étude du segment on peut utiliser la formule liant ces différents paramètres :

$$E = K\ \frac{2\ .\ \vec{F}_t}{h\ .\ O_1}\left(\frac{D}{e}\right)^3$$

avec :

E = module d'élasticité
$\vec{F}_t$ = tension tangentielle (en kilogrammes)
h = hauteur du segment
O_1 = ouverture à la coupe à l'état libre
D = alésage
e = épaisseur radiale

} en millimètres

K étant un coefficient qui croît de 4,5 à 5,5 lorsque le rapport $\frac{D}{e}$ croît de 10 à 30.

On note que la hauteur du segment et le jeu à la coupe à l'état libre varient en sens inverse.

SEGMENTS D'ETANCHEITE

La pratique est d'en prévoir 3, 4 ou 5 suivant l'alésage en ne perdant pas de vue que la somme de leurs hauteurs doit être $\simeq 0{,}10\ D$; il semble que 3 pourraient souvent suffire.

En effet :

- Lorsque le piston est neuf et les gorges peu usées, tout gommage du segment de tête entraîne le gommage immédiat des autres : un seul segment est donc pratiquement efficace.
- Si la gorge du segment de tête est arrivée à la limite d'usure, la gorge du deuxième segment se trouve, en général, à des cotes voisines des cotes d'origine de la gorge de tête. Le second segment fait ainsi office de segment de tête et il peut être bon de retirer alors le premier segment devenu inefficace. Le troisième segment joue un rôle de sécurité nécessaire et qui paraît suffisant.

On constate d'ailleurs que, tant que le segment de tête n'est pas gommé, l'usure radiale du deuxième segment est à peu près nulle. Ceci prouve que la pression des gaz n'agit pratiquement pas sur la face arrière de ce deuxième segment, donc que le premier assure, à lui seul, l'étanchéité aux gaz (fig. VII. 17).

On aura intérêt à choisir des segments aux dimensions normalisées dont les cotes s'accordent avec les valeurs précisées précédemment, c'est-à-dire :

- Hauteur : 0,02 à 0,025 D qualité 7 avec minimum de 3 mm pour résister à la distorsion
- Epaisseur : $\simeq$ 0,04 D. La profondeur de la gorge devra être un peu plus grande
- Coupe droite, jeu à la coupe $\begin{cases} \text{à l'état libre } \simeq \dfrac{D}{10} \\ \text{en place } \dfrac{8\,D}{1\,000} \end{cases}$
- Pression radiale : 1 à 1,5 kg/cm^2.

Présence indispensable d'un chanfrein sur les arêtes intérieures.

Types de segments spéciaux pour le segment de tête

a) Segment conique. - Pour augmenter, durant le rodage, le gradient d'usure du segment de tête, d'aucuns utilisent des segments dont la face externe est inclinée d'environ 1 degré.

Ne pas perdre de vue que tant que le segment ne porte pas dans la chemise sur toute sa hauteur, le refroidissement du segment est sérieusement obéré. Le chromage de tels segments coniques n'est admissible que si le chromage est friable ou poreux, solution par ailleurs fondamentalement favorable à l'obtention rapide d'un rodage satisfaisant.

La face supérieure de tels segments doit être repérée.

On évitera d'adopter des segments dont le cône est obtenu, en service, au moyen d'un chanfrein intérieur prononcé, dit chanfrein de torsion.

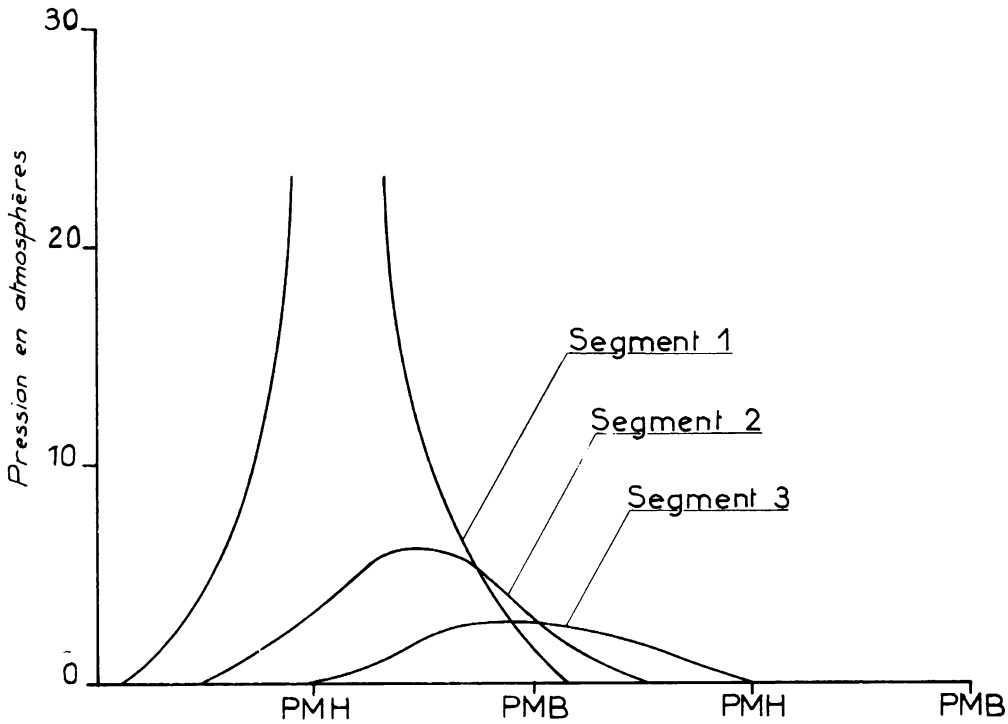


Fig. VII.17.- Valeur de la pression à l'arrière du segment en fonction de la position du piston (cycle à 4 temps).

b) Segment trapézoïdal. - Pour éviter le gommage lorsque les températures trop élevées sont inévitables, la plupart des constructeurs utilisent un segment de tête à section trapézoïdale. Du fait des variations de jeu latéral se produisant pour tout déplacement du segment dans la gorge, ce type de segment reste mieux libre dans sa gorge qu'un segment à section rectangulaire. On doit toutefois limiter l'emploi de ce segment aux seuls cas impérieux, car l'usure des gorges est plus rapide.

Certains constructeurs préfèrent un segment à section en trapèze rectangle, la face supérieure étant seule inclinée de 10° environ.

c) Segment chromé. - Les premiers segments chromés furent utilisés en vue de réduire l'usure radiale du segment à l'abrasion (air chargé de fines poussières siliceuses). On s'aperçut rapidement que l'usure de la chemise diminuait considérablement pour des raisons

qui ne sont pas encore bien éclaircies : il semble que, indépendamment de l'incontestable amélioration du coefficient de frottement, et en plus du fait que les poussières ne s'incrustent pas dans le segment, il y ait transfert de chrome depuis le segment sur la chemise, lequel chrome ainsi transfusé protégerait la chemise de l'abrasion et de la corrosion.

Quoi qu'il en soit, les usures de segments et de chemises sont pratiquement divisées par 4 en moyenne.

Seule, évidemment, la face externe du segment est chromée; les épaisseurs de chrome couramment utilisées sont de l'ordre de 0,1 mm. On ne peut retirer un plein bénéfice de la présence du chrome que si la fonte du segment est d'excellente qualité, afin que les usures des faces latérales soient aussi faibles que possible.

D'autre part, il faut éviter toute agglomération de phosphure de fer au voisinage de la surface soumise à chromage, si l'on ne veut risquer d'encourir des décollements de la pellicule de chrome.

Il est indispensable de chanfreiner, ou mieux d'arrondir, les arêtes extérieures d'un segment chromé lequel peut, par ailleurs, être de forme conique ou trapézoïdale, voire les deux.

Il faut mentionner que des déboires peuvent être rencontrés du fait de l'emploi de segments chromés :

- Si ces segments revêtus de chrome poreux ou friable, éminemment favorables à l'obtention d'un bon rodage, ne sont pas parfaitement nettoyés
- Si l'on utilise des segments revêtus de chrome lisse avec des chemises surglacées.

Segments racleurs

Ces segments ont pour rôle de distribuer un film d'huile fin et uniforme sur toute la surface du cylindre.

Dans le cas du 4 temps, il faut en prévoir toujours 1 au-dessus de l'axe, souvent un deuxième en bas de jupe.

Des segments à forte tension ne donnent pas nécessairement de bonnes performances. On a pensé longtemps que l'usure de la jupe et des faces extérieures de segments était indépendante du débit de l'huile; ceci n'est exact que pour autant que ce débit soit suffisant. Le débit critique, variable évidemment suivant les moteurs, paraît se situer aux environs de 0,8 gramme par cheval et par heure. Avec un moteur "surraclé" on produit une érosion des segments d'étanchéité; les particules arrachées burinent les segments racleurs et la consommation d'huile se met à croître brutalement.

Si l'on utilise des segments racleurs épais, durs et à forte tension

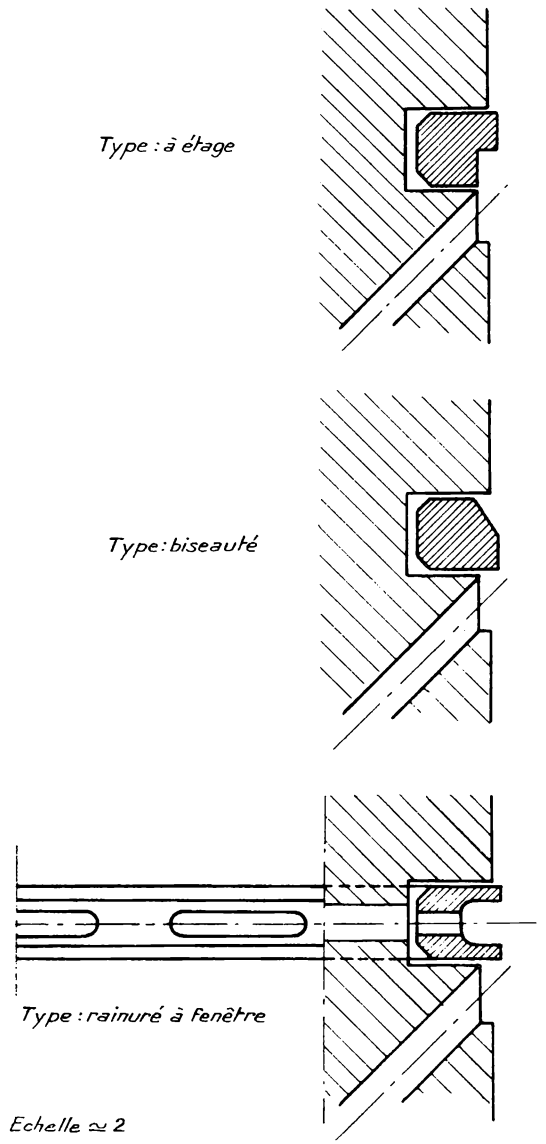


Fig. VII.18.- Segments racleurs.

dans des cylindres non circulaires (par déformation au montage ou au serrage des culasses, par ovalisation de chemises usées), ces segments non aptes à épouser la forme de la chemise vont donner des pressions beaucoup trop considérables sur certaines parties alors qu'ils ne toucheront pas le cylindre en d'autres. Dans ces conditions, les parties au contact sont surraclées et complètement dépourvues d'huile : les parties des segments d'étanchéité qui sont au-dessus seront griffées; par contre, les creux permettent qu'une importante quantité d'huile atteigne les segments d'étanchéité, favorise leur gommage et l'accumulation de résidus carbonés lourds sur la couronne du piston.

Le point capital est donc de posséder une chemise d'une forme géométrique suffisamment parfaite pour qu'il soit inutile d'accroître la tension ou la conformabilité des segments racleurs.

Le principal rôle du rodage du moteur est l'amélioration d'imperfections macrogéométriques.

Principaux types de segments racleurs (fig. VII. 18)

a) Segment à étage, dont la hauteur de portée est environ la moitié de la hauteur totale. Les pressions radiales sont de l'ordre de 1,5 à 2 kg/cm^2. Ce segment est parfois utilisé comme segment d'étanchéité inférieur.

b) Segment biseauté, semblable au précédent dans ses proportions générales, mais qui offre l'avantage d'emmener un peu d'huile dans la course montante et est, de ce fait, parfois intéressant comme segment de bas de jupe. Les pressions radiales sont également de l'ordre de 1,5 à 2 kg/cm^2.

Ce segment offre l'inconvénient de perdre beaucoup de son efficacité au fur et à mesure de son usure.

c) Segment rainuré possédant 2 lèvres de raclage, donc ayant besoin de deux évacuations. Le segment rainuré et à trous cylindriques est complètement abandonné, du fait de la facilité avec laquelle se bouchent les trous cylindriques, surtout si le moteur est appelé à fonctionner à de basses températures d'huile. On utilise maintenant des segments rainurés à fenêtres allongées.

La hauteur de chaque portée est d'environ le 1/4 de la hauteur totale, soit 1,5 mm environ. Les pressions radiales sont de l'ordre de 2,5 à 3 kg/cm^2. Ce type de segment est efficace, mais il s'use vite. On a souvent intérêt à utiliser, dans la même gorge, deux segments à 1 seule lèvre, indépendants l'un de l'autre.

Pour compenser la perte d'efficacité due à l'usure des segments racleurs, certains fabricants de segments fournissent des segments à surface externe polygonale, la flèche étant de l'ordre du dixième de millimètre au plus.

Il ne faut pas perdre de vue que, si, pour obtenir une consommation d'huile correcte, c'est-à-dire 1 à 2 g/ch.h, on est contraint de recourir à l'emploi de segments racleurs présentant, grâce à des ressorts arrières, des pressions radiales supérieures à 4 kg/cm^2, il y a lieu de reconsidérer le dessin du piston.

BIBLIOGRAPHIE

EICHELBERG. Développements sur les moteurs à combustion interne. Engineering, novembre et décembre 1939, mars 1940.

Colloque de Paris (1951) du C.I.M.A.C. Tome II. Pages 119 à 207.

A. - Pistons

VALEUR. Les alliages légers pour pistons de moteurs. Journal de la S.I.A., mars 1951.

PENEL. Les traitements thermiques des alliages légers. Ingénieurs et techniciens, avril 1956.

PRADEAU . Les pistons de moteurs Diesel. Journal de la S.I.A., mars 1951, septembre 1958.

ALCOCK, ROBSON et MASH. Distribution du flux thermique dans les moteurs Diesel à grande puissance. Colloque 1957 (Zürich) du C.I.M.A.C.

GEISLINGER. Etude comparative des contraintes thermiques auxquelles sont soumis les pistons dans les moteurs à 2 et 4 temps. M.T.Z., mars, avril 1951.

Etude d'un piston. Automobile Engineer, juin 1953. Traduction U.T.A.C. 53 137.

HEPWORTH. Généralités sur le piston. Automobile Engineer, décembre 1949.

MEIER. Températures et résistance de fatigue des pistons d'aluminium avec et sans refroidissement pour moteurs Diesel. Communication B 11 au colloque 1959 (Wiesbaden) du C.I.M.A.C.

Dessin d'un axe de piston. Automobile Engineer, juin 1954.

HUNT. Charges sur un axe de piston. Automobile Engineer, mai 1957.

BRUN. Du piston et de son axe. Miscellanées. Journal de la S.I.A., octobre 1959.

Le problème des pistons dans les moteurs Diesel. Cours CESIA, Session 1961 - 1962.

B. - Segments

PORTMANN. Segments de piston pour moteurs à grande puissance. M.T.Z., septembre 1952. Traduction U.T.A.C. 52 147.

LUTZ. Principes fondamentaux du dessin et du fonctionnement de segments de pistons de moteurs industriels. S.A.E. Journal 1958.

COOK. Choix de segments. Diesel Power, octobre 1955.

TENOT. Appareil à essayer les segments de pistons. Mécanique, septembre 1946.

Quelques facteurs affectant l'usure d'un segment de piston et d'un cylindre. The Oil Engine and Gas Turbine, juin 1957.

BRAENDEL. Facteurs caractéristiques de segments, pistons et chemises influant le rendement et la durée de service des segments. Diesel Power, février 1950.

HEMARD. Fabrication des segments en fonte par séries moyennes. Journal de la S.I.A., décembre 1960.

BRUN. Intérêts du chromage des segments de moteurs au cours du rodage et en utilisation. Centre d'information du chrome dur, Paris mai 1962.

(PROJET)

Annexe au chapitre VII

SPECIFICATION POUR LA FOURNITURE DES SEGMENTS EN FONTE (1)

I - Généralités et fabrication

Article 1 : Domaine d'application

La présente spécification concerne les segments en fonte, revêtus de chrome ou non revêtus, livrés à l'état fini et destinés aux pistons des moteurs thermiques.

Cette spécification fixe les différentes caractéristiques des segments et les techniques d'essai propres à les déterminer, ainsi que le marquage et les conditions de recette chez le fabricant.

Article 2 : Fabrication

Le fabricant agréé est libre de choisir les modes d'élaboration du métal, de moulage, de coulée et d'usinage.

Toutefois, par l'acceptation d'une commande, le fabricant s'engage à fournir une fonte conforme à celle précisée au dessin et pour laquelle il aura déposé à la S.N.C.F., après un essai satisfaisant, la composition chimique, la texture et les caractéristiques mécaniques (dureté, module d'élasticité, résistances à la traction et à la flexion statique).

La S.N.C.F. pourra, à l'occasion d'une recette, demander l'exécution des examens et essais prévus aux articles 4 (paragraphe c), 5 et 6 (paragraphes a).

Les examens et essais précités seront payés par la S.N.C.F. si ceux-ci révèlent que la fonte est conforme; par contre, la non-conformité de la fonte entraînera le rebut de la fourniture et le paiement, par le fournisseur, de ces examens et essais.

---

(1) Document S.N.C.F. - Société SEGMA.

En cas de contestation, le fournisseur pourra faire effectuer, à ses frais, une contre-expertise par un organisme officiel tel que le Centre technique des industries de la fonderie, 12 avenue Raphaël, Paris (XVI^{e}).

II - Caractéristiques et leurs vérifications

Article 3 : Caractéristiques géométriques

La forme et les dimensions des segments, ainsi que les tolérances d'usinage sont définies par le dessin accompagnant la commande. Cette commande stipulera, entre autres, l'indice de modification en vigueur pour ce dessin.

a) Vérification de la portée extérieure

Le segment fini sera nettoyé et placé dans une bague-calibre d'un alésage ayant un état de surface $\leqslant 10\mu''$ CLA, égal au diamètre nominal du segment à contrôler affecté de la tolérance $\pm$ 0,01 mm.

L'ensemble bague-calibre et segment sera passé à la boîte à lumière (dispositif à l'intérieur duquel une lumière tamisée par un verre dépoli ne peut, grâce à des caches interposés, passer qu'entre le segment et la bague-calibre), et l'on examinera la portée extérieure du segment.

La lumière placée dans ce dispositif devra donner un éclairement, à l'endroit du passage entre les caches précités, de 170 lux.

La partie de la périphérie située de chaque côté de la coupe, sur une longueur égale, pour chacun de ses côtés, à 7 % de la périphérie du segment, devra être étanche à la lumière.

La partie restante de la périphérie devra être, en une ou plusieurs portées, étanche à la lumière sur :

50 % de sa valeur dans le cas des segments racleurs à créneaux en deux éléments et segments à diamètre extérieur conique.

80 % de sa valeur dans le cas des segments à revêtement extérieur de chrome friable, des segments à diamètre extérieur semi-conique.

85 % de sa valeur dans tous les autres cas.

Lorsqu'une lumière diffuse apparaît entre le segment et la bague, on admet que la condition d'étanchéité est remplie.

Les parties non étanches à la lumière (rais nets de lumière entre la bague et le segment) ne devront pas permettre l'introduction, sans pression, entre bague et segment, d'une cale ayant une épaisseur de 0,02 mm.

b) Vérification de la coupe

Sauf indications spéciales portées au dessin, les deux angles extérieurs situés au voisinage de la coupe devront être adoucis (fig. 3).

Le jeu à la coupe sera vérifié au jeu des cales, le segment étant placé dans la bague-calibre ci-dessus mentionnée (on tiendra compte, pour cette mesure, de l'alésage exact de la bague-calibre et on retouchera, en conséquence, la valeur indiquée sur le dessin S.N.C.F. pour le jeu à la coupe).

c) Vérification de la planéité des faces supérieure et inférieure (segment d'étanchéité à faces parallèles).

La planéité sera vérifiée par la méthode du portage au bleu(fig. 1). Le segment nettoyé sera introduit dans une bague ayant un alésage égal au diamètre nominal du segment et une hauteur inférieure à celle du segment. L'ensemble sera placé entre deux marbres recouverts d'un film de bleu de contrôle.

Le marbre inférieur sera massif, le marbre supérieur aura une masse, en kilogrammes, égale à 3 fois le diamètre nominal en décimètres du segment; sa face de contrôle comportera 4 tétons équidistants disposés sur un diamètre inférieur de 30 mm environ à l'alésage inférieur du segment.

On imprimera au marbre supérieur un mouvement tel que les tétons viennent buter alternativement dans l'alésage du segment, entrainant celui-ci sur le marbre inférieur.

Le segment devra montrer sur chacune de ses deux faces un contact, en ligne continue ou interrompue, qui ne devra pas être inférieur à 90% de la périphérie du segment. Ce contact pourra varier entre les deux limites formées par le diamètre extérieur et l'alésage du segment.

d) Vérification du voilage du segment

Pour cette vérification, on emploiera la méthode du pont. Le pont sera constitué (fig. 2) par deux marbres dont la distance sera donnée par deux cales ayant une épaisseur égale à la hauteur maximale tolérée pour ce segment augmentée de 0,20 mm. Le pont étant placé verticalement, le segment devra passer librement entre les deux marbres sous l'effet de son propre poids.

e) Vérification des autres dimensions

Les autres dimensions (épaisseur radiale, hauteur du segment) seront vérifiées au micromètre.

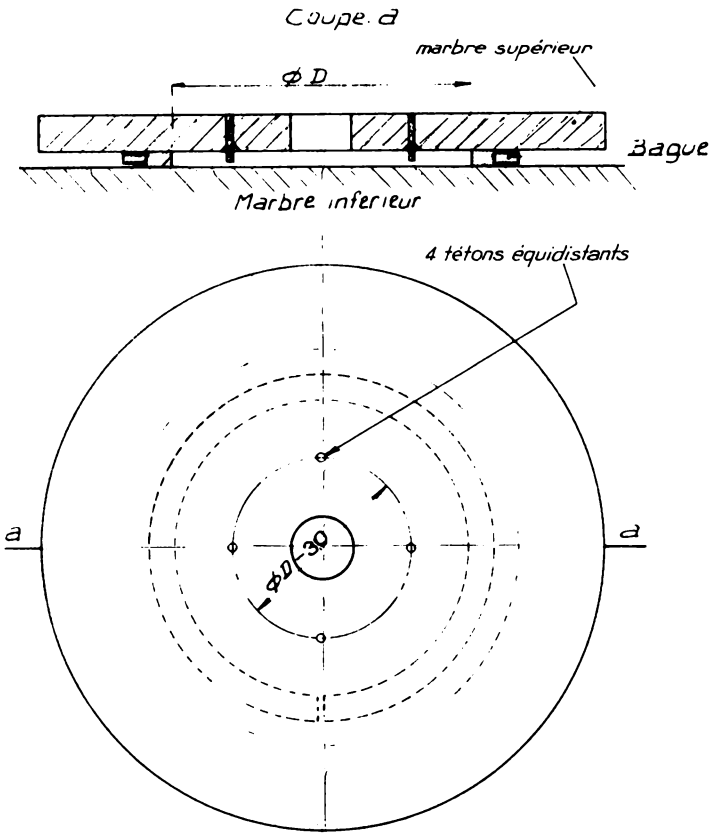


Fig. 1

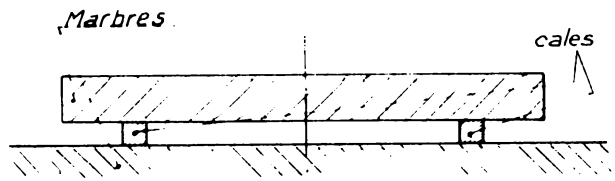


Fig. 2

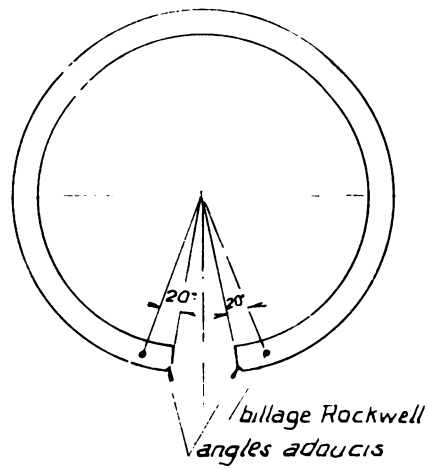


Fig. 3

Article 4 : Caractéristiques physiques

a) Aspect

Les segments devront être exempts de tout défaut de matière tel que fissures, soufflures ou d'usinage tel que bavures, encoches sur les arêtes, rayures sur les faces supérieure et inférieure (parties portantes dans les gorges de pistons).

b) Etats de surface

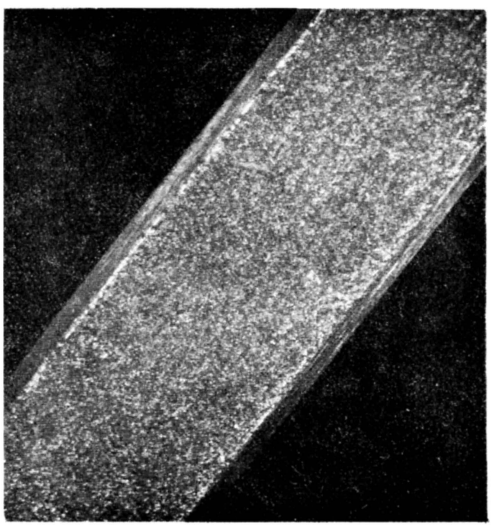
- Faces supérieure et inférieure des segments. - Ces faces auront, sauf indications spéciales portées au dessin, l'état de surface suivant :

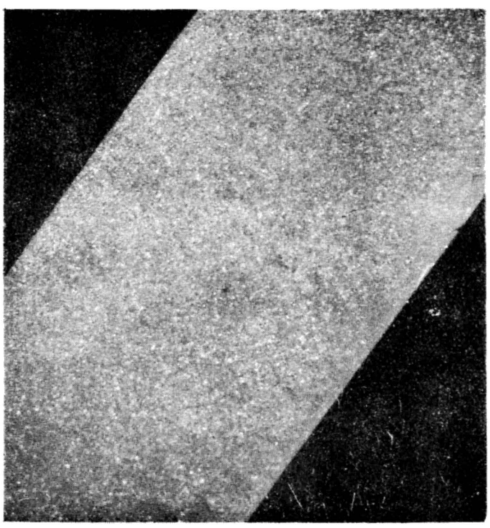
⩽ 18 µ " CLA (0,45 µ) pour les segments à faces parallèles
⩽ 40 µ " CLA (1 µ) pour les segments trapézoïdaux.

Le contrôleur S.N.C.F. sera muni d'une plaquette-étalon dont l'état de surface, obtenu dans les mêmes conditions que celui des segments à réceptionner et relevé à l'appareil reproducteur TALYSURF mod. 3, correspondra, suivant le type de segment, soit à l'une des valeurs précitées, soit à la valeur stipulée au dessin.

Cette plaquette-étalon, passée à l'appareil à relever les états de surface appartenant au fabricant, indiquera, pour cet appareil, la valeur maximale de l'état de surface des segments à réceptionner.

- Diamètre extérieur des segments revêtus de chrome friable. - L'aspect de surface de ces segments examiné à la loupe (grossissement x 10) devra être compris entre ceux des photos 1 et 2 représentant respectivement l'aspect le plus grossier et le plus fin autorisé.





c) Texture (examen exécuté à la demande de la S.N.C.F.)

Après amorçage de la rupture par deux légers traits de scie pratiqués transversalement sur l'une des faces en évitant l'échauffement du métal (le premier trait exécuté à l'opposé de la coupe du segment, le second à 90° du premier), le segment est nettoyé (dégraissé s'il y a lieu) puis cassé par flexion. Les sections ainsi obtenues sont polies et examinées au microscope sous les grossissements suivants :

Grossissement x 50 - Examen de la distribution de l'eutectique phosphoreux.

Grossissement x 100 - Examen de la distribution du graphite.

Grossissement ⩾ x 270 - Examen de la structure de la matière (après attaque au nital à 2 %).

Ces examens, exécutés par le laboratoire S.N.C.F., devront révéler que la texture, examinée sous ces grossissements, est conforme aux micrographies déposées par le fabricant, lors de son agrément ou après un essai satisfaisant.

Article 5 : Caractéristiques chimiques (analyse effectuée à la demande de la S.N.C.F.)

L'analyse chimique, effectuée par le laboratoire S.N.C.F., devra révéler que le matériau utilisé a une composition chimique conforme à celle déposée par le fabricant, lors de son agrément ou après un essai satisfaisant.

Article 6 : Caractéristiques mécaniques

a) Dureté (essai effectué à la demande de la S.N.C.F.)

La dureté ROCKWELL sera mesurée sur l'une des faces supérieure ou inférieure du segment (pour les segments trapézoïdaux, un dispositif permettant l'application de la charge suivant la normale de la face de mesure sera prévu) aux deux endroits situés à 20° de part et d'autre de la coupe du segment (fig. 3).

Cette mesure sera effectuée dans les conditions d'application de la norme NF A 03-103 (articles 9 et 10) et devra répondre aux indications données par le fabricant.

b) Tare

La tare, exprimée en kilogrammes-poids, sera précisée par le dessin S.N.C.F. et sa mesure s'effectuera de la façon suivante :

Le segment sera ceinturé par un ruban métallique très flexible (largeur sensiblement égale à la hauteur du segment, épaisseur = 0,10 à 0,13 mm) ayant l'une de ses extrémités assujettie à un point fixe et l'autre extrémité tendue par un poids.

Ce poids, appelé tare, devra soumettre le ruban à l'effort nécessaire pour rapprocher les becs du segment jusqu'à la valeur fixée pour le jeu à la coupe.

Le segment sera disposé de manière que sa coupe se trouve au point de croisement des deux brins du ruban qui l'entoure.

c) Essai d'ouverture

L'ouverture libre (écartement des becs du segment) sera amenée, progressivement, à l'aide d'une pince spéciale ou de tout autre moyen qui n'occasionne pas un voilage du segment, à une valeur telle que l'on puisse introduire à l'intérieur du segment un mandrin d'un diamètre égal à 1,01 fois le diamètre nominal du segment.

Le segment sera ensuite libéré et on contrôlera dans l'ordre suivant :

- L'ouverture libre "a" du segment après l'essai d'ouverture précité
- La portée extérieure du segment suivant la méthode indiquée à l'article 3 paragraphe a
- L'ouverture libre "a_1" du segment après la vérification de la portée extérieure (fermeture du segment).

La portée extérieure devra répondre aux conditions imposées dans le paragraphe particulier à ce contrôle ; quant à l'ouverture libre sa valeur en "a_1" devra être égale à "a" $\begin{cases} - 12\ \% \\ - 0 \end{cases}$.

Chapitre VIII

LES SOUPAPES ET LA CULASSE

DESSIN GENERAL DES SOUPAPES

Les soupapes sont, après l'ensemble (piston - segments), les pièces du moteur qui fatiguent le plus sous l'effet des pointes de température et de pression liées à la combustion. Leur échauffement croissant comme le carré de leur diamètre, il y a intérêt, toutes choses égales par ailleurs, à ne pas les choisir trop volumineuses.

La détermination des soupapes est fonction de la valeur de la vitesse des gaz au passage le plus étroit (diamètre intérieur δ des sièges). Pour calculer cette valeur, on suppose que la quantité d'air aspirée (= cylindrée) l'est à vitesse uniforme en un temps égal à la durée du temps d'aspiration, la soupape étant maintenue à sa position de levée maximale (évidemment au moins égale à $\frac{\delta}{4}$).

Il est bon de ne pas dépasser à l'aspiration une vitesse de 65 m/s si l'on ne veut pas, en version non suralimentée, compromettre le rendement volumétrique $\left(\frac{\text{poids d'air effectivement admis}}{\text{poids d'air de la cylindrée géométrique}}\right)$ et, en version suralimentée, le balayage. On n'oubliera pas que le rendement volumétrique est fonction du nombre de Reynolds et, le cas échéant, du nombre de Mach; on notera à ce sujet que la suralimentation, augmentant tant la pression que la température de l'air admis, augmente la viscosité de celui-ci (fig. VIII. 1).

Il est bon de ne pas dépasser, à l'échappement, une vitesse de 80 m/s si l'on ne veut pas, en version suralimentée par turbosoufflante, compromettre l'efficacité de la turbine ainsi que le balayage. Il s'agit, évidemment, de vitesse moyenne, les gaz atteignant la vitesse du son durant la première phase de la période d'échappement. La vitesse du son est la vitesse limite que peuvent atteindre les gaz en cours d'échappement; donc, à égalité de pression et de température régnant dans la chambre de combustion en fin de détente et à identité de formes géométriques, le débit limite de gaz, proportionnel à la plus faible section droite, sera proportionnel au carré du rapport de similitude de moteurs géométriquement semblables; la puissance par cylindre obtenue dans des conditions de fonctionnement semblables n'est donc

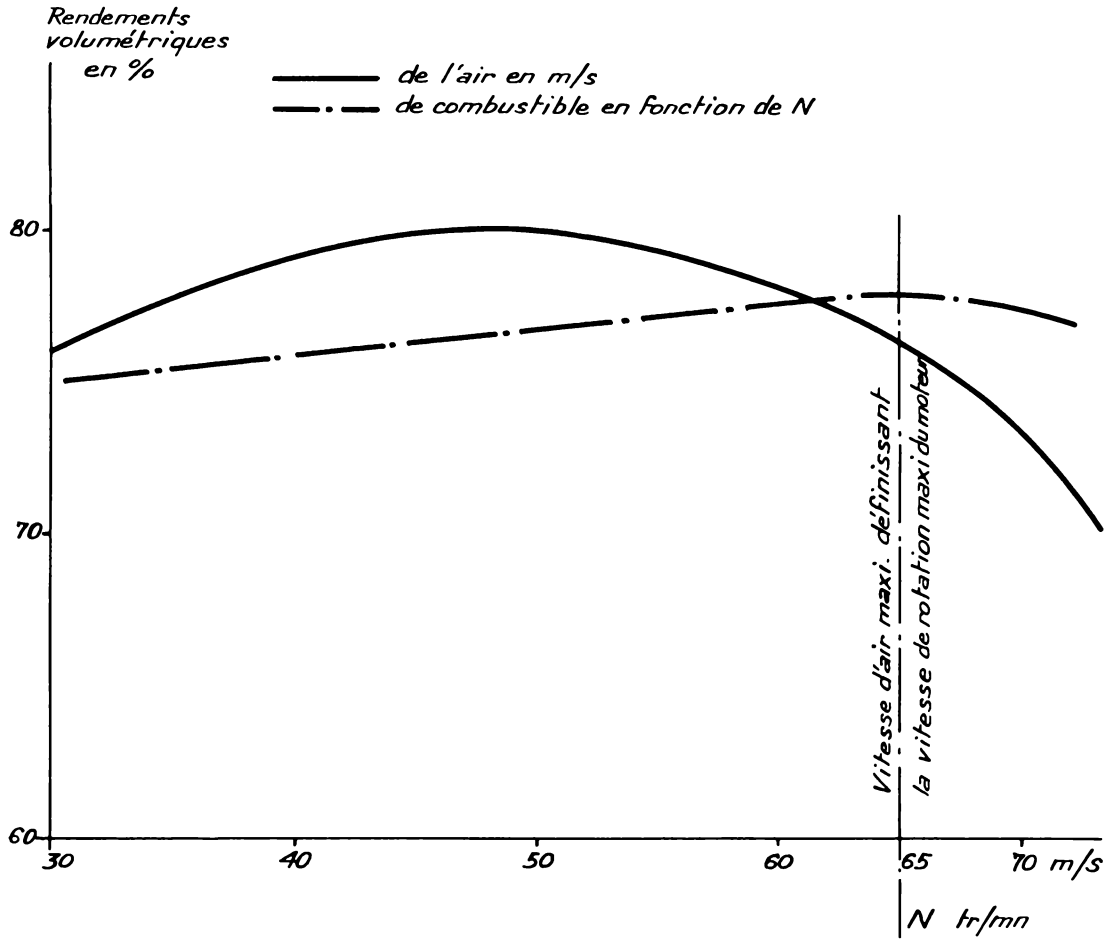


Fig.VIII.1.- Rendements volumétriques en fonction de la vitesse de rotation.

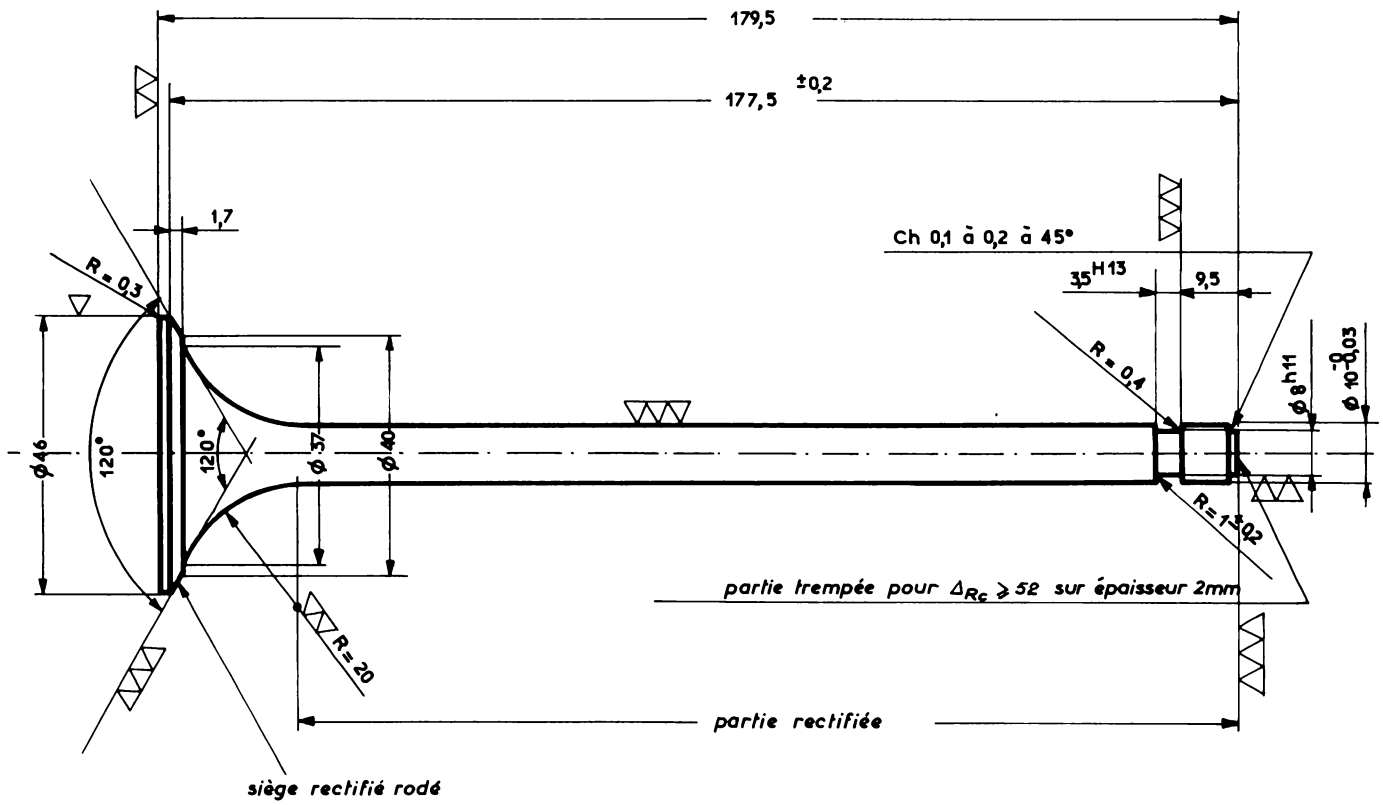


Fig. VIII. 2 a. - Soupape d'admission pour moteur 150 x 180 - 1 500 tr/mn. Qualité d'acier : voir Fig. VIII. 5.
(document POYAUD)

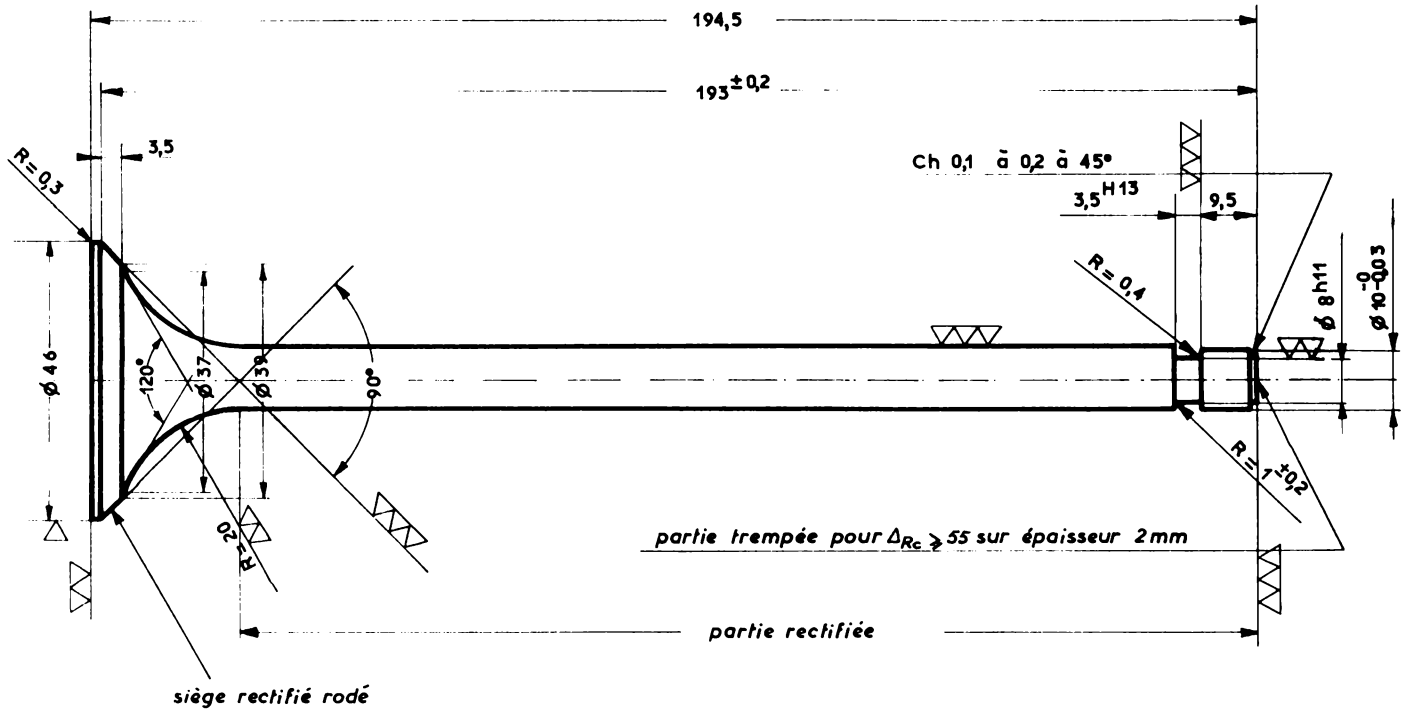


Fig. VIII. 2 b. - Soupape d'échappement pour moteur 150 x 180 - 1 500 tr/mn. Qualité d'acier : voir Fig. VIII. 6. Siège stellité.

(document POYAUD)

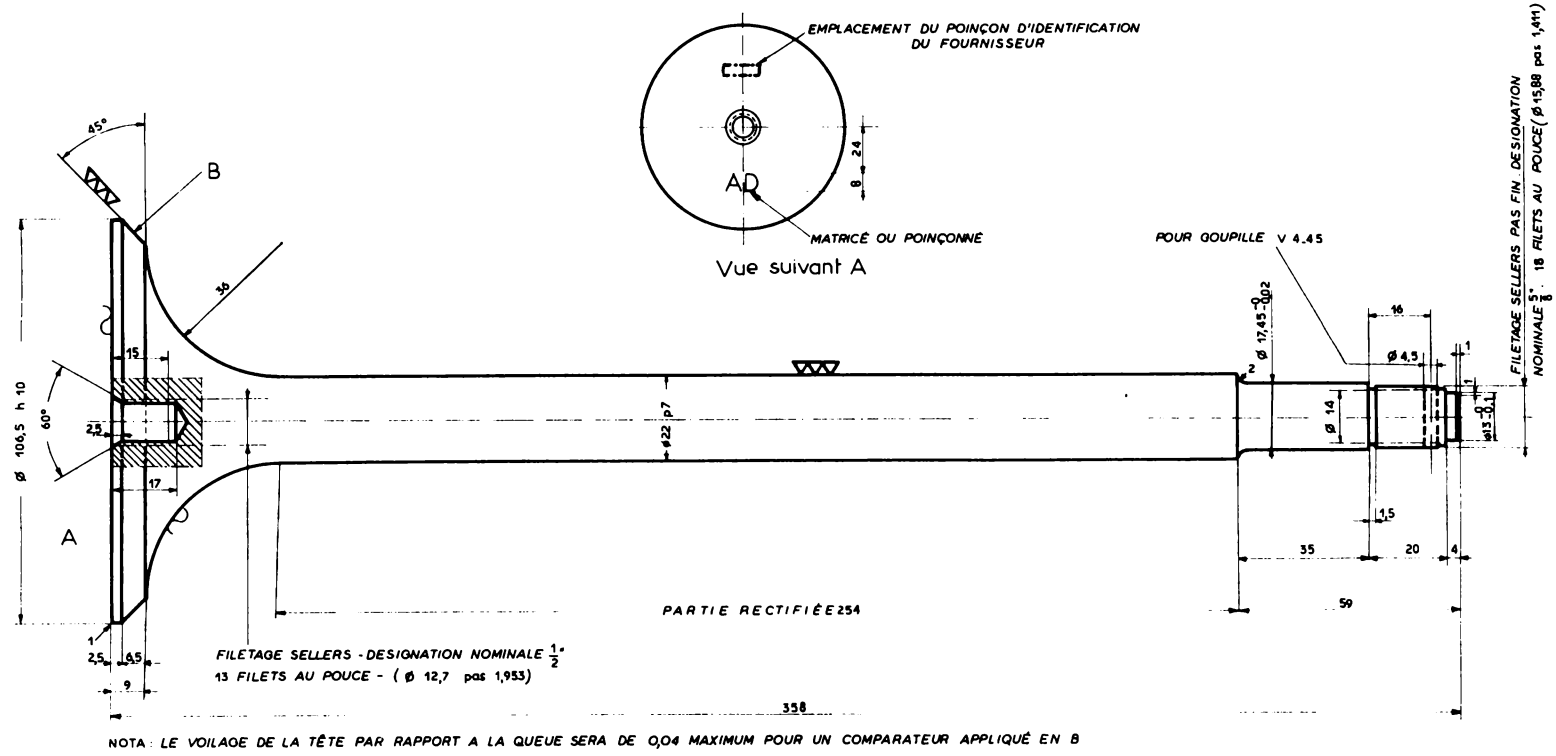
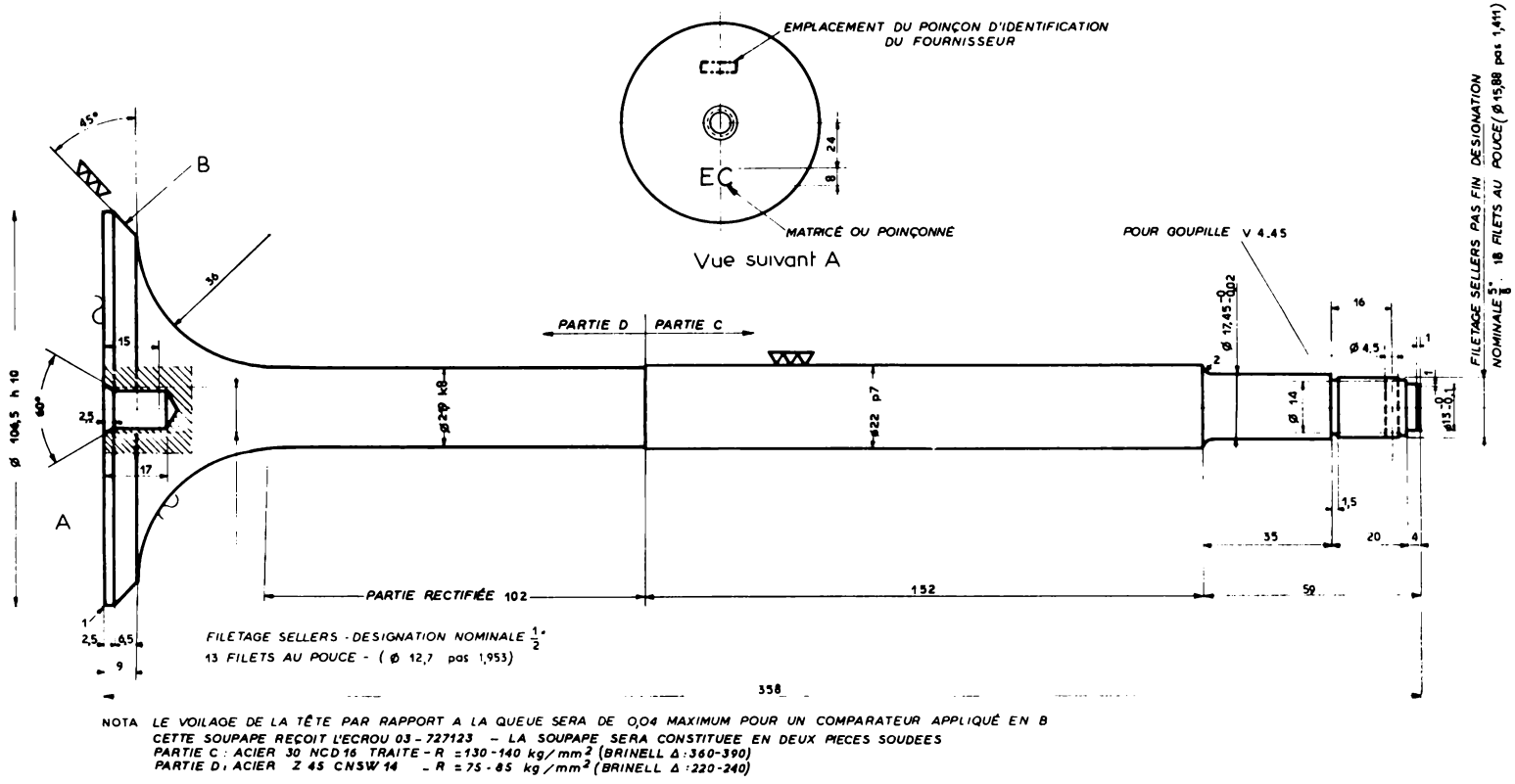


Fig. VIII. 3 a. - Soupape d'admission pour moteur 324 x 380 - 625 tr/mn . Poids : 1,750 kg. Acier 30NCD 16 traité pour R : 130-140 kg/mm^2. (Δ Brinell : 360 - 390).



NOTA LE VOILAGE DE LA TÊTE PAR RAPPORT A LA QUEUE SERA DE 0,04 MAXIMUM POUR UN COMPARATEUR APPLIQUÉ EN B
CETTE SOUPAPE RECOIT L'ECROU 03 - 727123 - LA SOUPAPE SERA CONSTITUEE EN DEUX PIECES SOUDEES
PARTIE C : ACIER 30 NCD 16 TRAITE - R = 130 - 140 kg/mm² (BRINELL Δ : 360-390)
PARTIE D : ACIER Z 45 CNSW 14 - R = 75 - 85 kg/mm² (BRINELL Δ : 220-240)

Fig. VIII. 3 b. - Soupape d'échappement pour moteur 324 x 380 - 625 tr/mn. Poids : 1,750 kg.
(document Baldwin)

pas forcément proportionnelle au cube du rapport de similitude .

Etant donné qu'il est indispensable d'éviter, dans la chambre de combustion, l'existence de poches d'air inactives, les soupapes seront placées en tête et dans le gabarit de l'alésage, c'est-à-dire sans embrèvement dans les chemises. Cette dernière condition et l'impératif d'un très bon remplissage conduisent le plus souvent, dès que la vitesse de piston dépasse 8 m/s, à adopter 2 soupapes d'admission et 2 soupapes d'échappement (voire même 2 fois 3), solution qui permet un bon balayage en version " suralimenté " et, par ailleurs, diminue tant les contraintes thermiques des soupapes et des sièges que les contraintes mécaniques et thermiques des culasses et facilite le refroidissement de l'injecteur.

Les diamètres d'admission et d'échappement étant ainsi déterminés on en déduit les dimensions générales des têtes de soupapes, compte tenu d'une largeur de portée de soupape sur siège de 3 à 4 mm, pour un diamètre de 40 mm.

Comme diamètre de la tige de soupape, on adoptera 0,20 à 0,24 du diamètre extérieur de la tête avec qualité 6 ou 7. La concentricité de la tige et de la tête devra être assurée à 0,03 mm près au maximum.

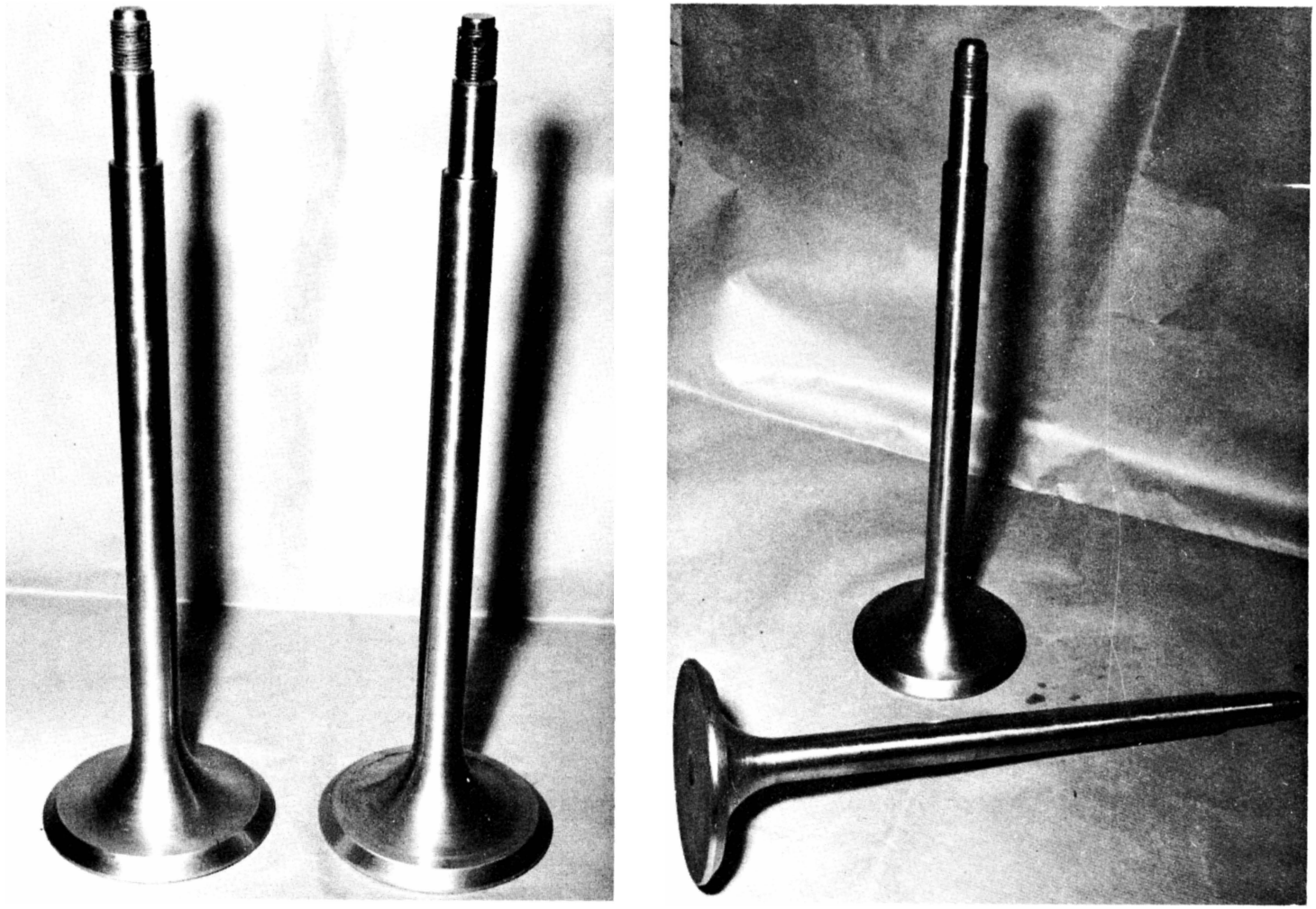
La tête de soupape doit posséder une rigidité suffisante pour supporter la pression maximale de combustion sans risquer de subir une déformation appréciable. Les caractéristiques mécaniques à chaud du métal de la soupape (fig. VIII. 5 et 6) et la forme de la tête sont donc au moins aussi importantes que la masse de la tête (fig. VIII. 2 a et b, 3 a, b et c).

La collerette n'en doit pas être trop mince ; plus faible en est la section, plus intenses seront les fluctuations thermiques, donc les contraintes thermiques et leurs effets. Si un siège a tendance à agglomérer les suies et résidus carbonés durs, un siège trop étroit réduit le taux de dissipation de la chaleur accumulée dans la tête, donc affaiblit la tête et possède en lui-même une moins bonne résistance mécanique.

Pour les portées des sièges, on prévoira :

- A l'admission, un angle au sommet de 120°, valeur qui, à levée de soupape égale, permet des sections de passage maxima (surtout durant l'ouverture et la fermeture);
- A l'échappement, un angle au sommet de 90°, valeur qui confère à la soupape une meilleure robustesse.

Si la tête de soupape a tendance à se brûler, certains constructeurs



A gauche : Admission. A droite : Echappement. Debout : Admission. Couchée : Echappement.

Fig. VIII. 3 c. - Photographies des soupapes VIII. 3 a et b.

recommandent d'utiliser un angle au sommet sur la soupape supérieur de 0,25 à 1 degré à l'angle au sommet du siège.

La concentricité du siège et du guide doit être assurée à 0,025 mm près au maximum.

La tête de soupape dépassera le moins possible dans la chambre de combustion au-delà du siège. Pour atténuer les concentrations de contraintes au voisinage du raccordement siège-tige de soupape il faut ménager un large rayon de courbure sans variation brusque de section. Pour améliorer la situation on pourra, seulement si cela est nécessaire - ce qui n'est pratiquement jamais le cas en moteur Diesel où les gaz d'échappement sont moins chauds que dans le moteur à essence -,abaisser la température de la tige en prolongeant le guide de soupape par un écran cylindrique.

Il est recommandé de dégager largement les passages avant et après les sièges pour éviter toute accumulation de calamine.

DESSIN GENERAL DE LA CULASSE

Ces données étant établies, on peut esquisser la culasse, en commençant par en tracer les conduits de gaz, sachant que :

1. La vitesse de ces gaz (calculée dans les conditions adoptées pour les soupapes) y doit être inférieure à 50 m/s à l'admission, 60 m/s à l'échappement.
2. Ces conduits doivent être bien profilés.
3. L'épaisseur du fond de culasse doit être de 0,1 D.
4. L'épaisseur des parois les plus minces ne doit pas être inférieure à 6 mm.
5. A cause de la résistance des noyaux, les distances entre parois courbes ne doivent pas être inférieures à 8 mm et les distances entre parois parallèles ne doivent pas être inférieures à 12 mm.
6. Le schéma de circulation d'eau doit être simple et unique.
7. L'eau doit circuler avec une vitesse d'au moins 1,5 m/s le long de toutes les parois chaudes (fond et échappement) ou à refroidir intensément (guide d'échappement, injecteur).
8. Il faut veiller à ce que le bossage recevant le guide d'échappement soit baigné tout autour et le plus bas possible.
9. Il faut porter toute son attention sur la circulation d'eau dans la zone comprise entre les 2 soupapes d'échappement et entre celles-ci et l'injecteur ; au besoin utiliser une tuyère.
10. L'entrée de l'eau est au point le plus bas pour permettre la vidange totale.

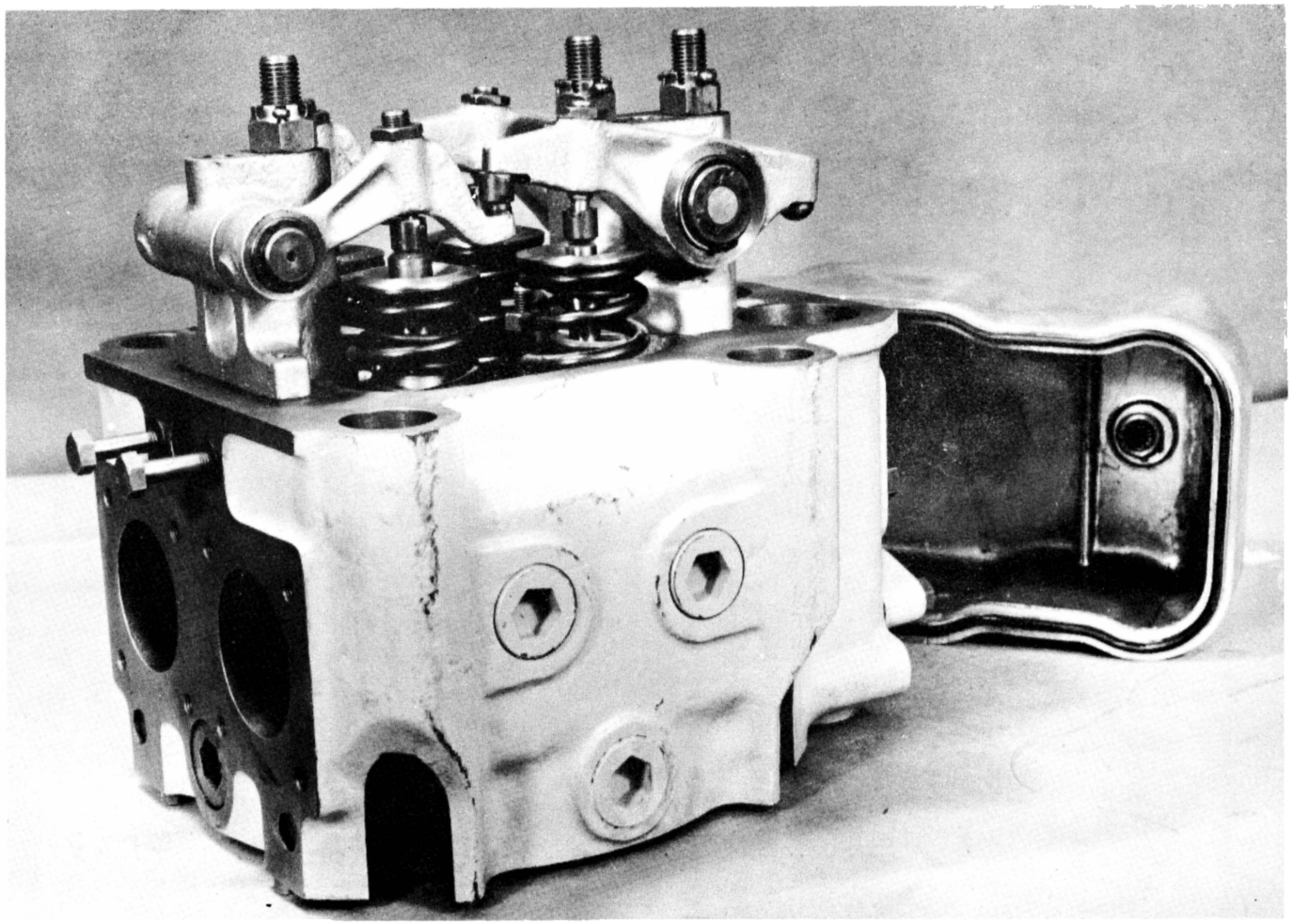


Fig. VIII. 4. - Culasse pour moteur 240 x 280. 1 050 tr/mn à haute suralimentation (220 ch par cylindre. P. m. e. : 14,8 kg/cm^2). On remarquera la compacité de cette culasse et la solution adoptée pour l'affranchir des déformations nées du serrage. (Photo C C M - Sulzer)

11. La sortie de l'eau est au point le plus haut pour permettre le dégagement de l'air.
12. Il faut prévoir un canal de décompression court et de 2 à 4 mm de diamètre pour des alésages passant de 100 à 200, venant déboucher sur la périphérie de l'alésage.
13. Les tunnels des goujons de culasse doivent être situés en des endroits aussi proches que possible des bords de l'alésage pour réduire au minimum la distorsion de la culasse sous le serrage des écrous de ces goujons.
14. Il y a intérêt à prévoir une culasse par cylindre (contraintes thermiques, poids) dès que $D \geqslant 130$.
15. L'entraxe de cylindres doit être au plus égal à 1,5 D pour moteurs en ligne et si possible pour moteurs en V, distance suffisante pour loger un vilebrequin robuste et bien supporté et pour conserver une robuste paroi transversale dans le bâti-cylindres.
16. Les noyaux de fonderie doivent pouvoir être retirés.
17. Le dessin général doit être sobre.

Cette esquisse devra être soumise à l'approbation d'un fondeur spécialiste avant de passer au dessin d'exécution.

On peut procéder à un examen systématique par tubes de Pitot du circuit d'eau de la culasse prototype pour s'assurer des caractéristiques de ce circuit.

La culasse est en général faite en une bonne fonte ordinaire (F.T. 26) pouvant être recuite après coulée. Il y aura intérêt à étudier le problème de l'assemblage (culasse + goujons) en s'inspirant de l'esprit et des résultats qui seront exposés à l'occasion de l'étude des boulons de tête de bielle.

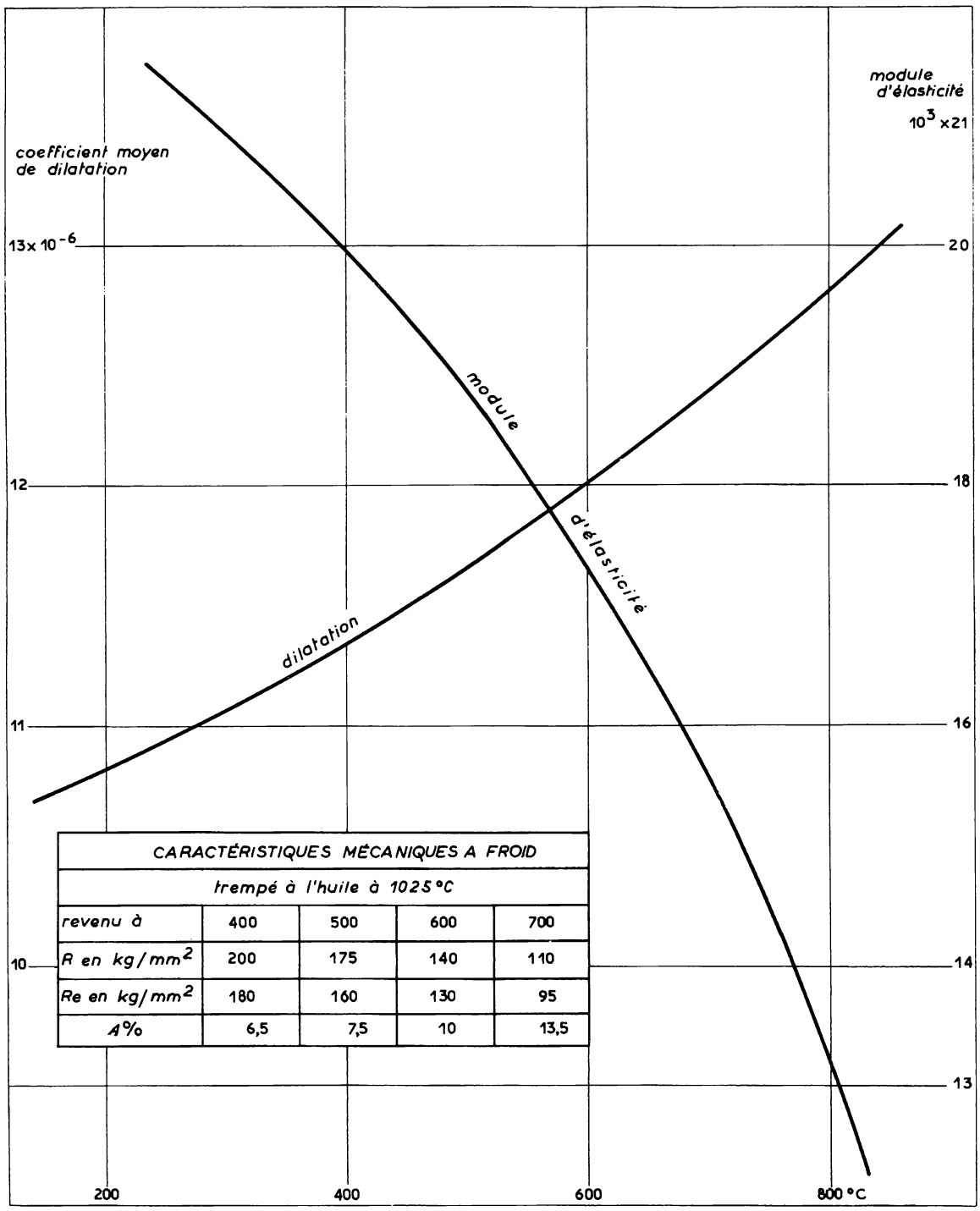
La culasse sera reliée au bâti-cylindres par - au moins si possible - 6 goujons régulièrement répartis sur un diamètre :

- Suffisamment grand pour permettre un large dimensionnement des hauts de cylindre;
- Suffisamment faible pour ne pas obérer la rigidité de la culasse sous les effets conjugués du serrage des écrous de culasse et de la pression maximale de combustion (fig. VIII. 4).

Les joints de culasse seront prévus en cuivre rouge recuit.

ETUDE DE DETAIL DES SOUPAPES

Les caractéristiques mécaniques les plus importantes des aciers pour soupapes sont :



CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES A FROID				
trempé à l'huile à 1025 °C				
revenu à	400	500	600	700
R en kg/mm²	200	175	140	110
Re en kg/mm²	180	160	130	95
A%	6,5	7,5	10	13,5

Fig. VIII. 5 a. - Acier à soupape d'admission C 0,3/0,5 Si 2/3 Mn < 0,8 Cr 8/12 Mo 0,5/1. (d'après documents Aubert et Duval)

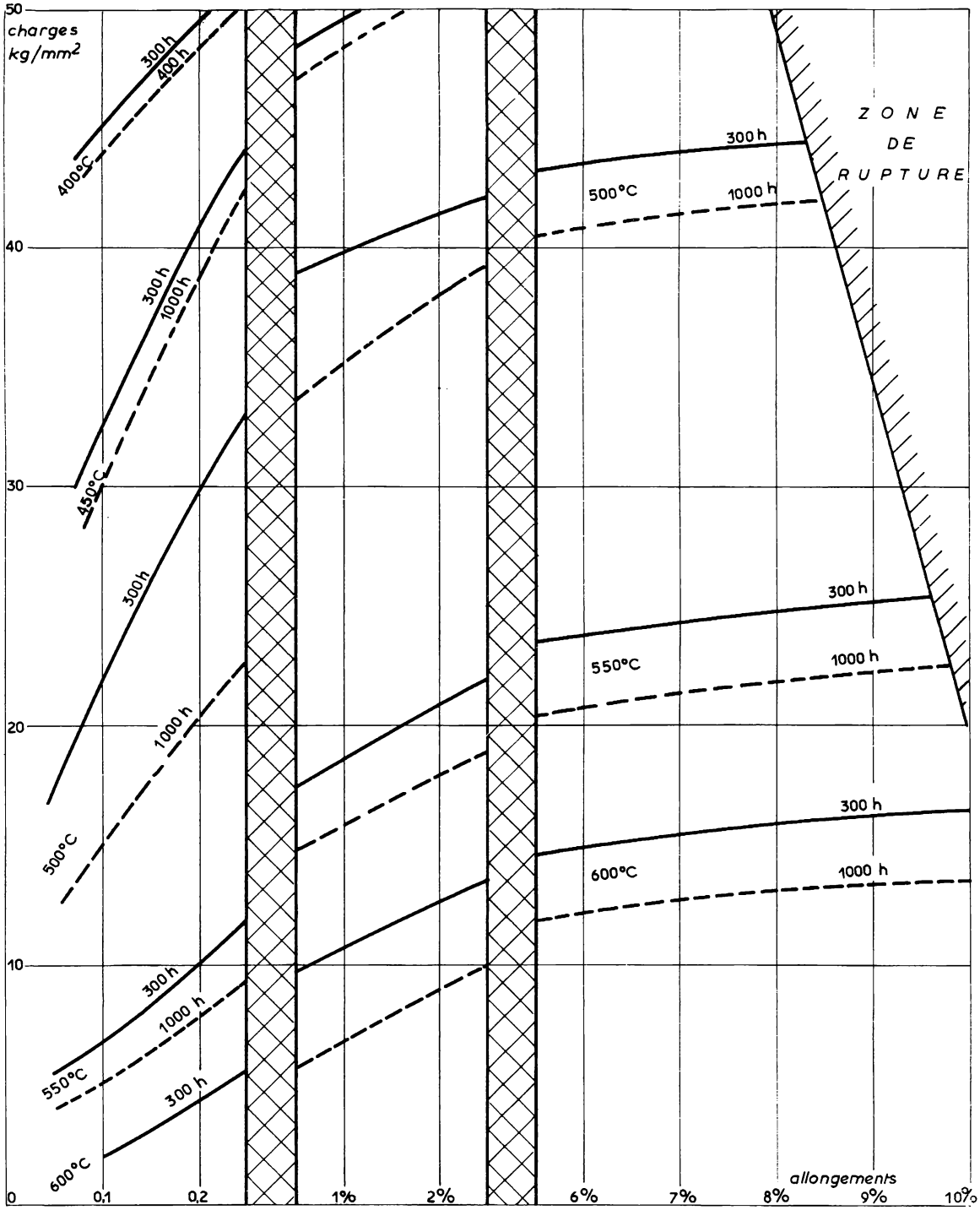


Fig. VIII. 5 b. - Acier à soupape d'admission. Fluage à diverses températures.
(d'après documents Aubert et Duval)

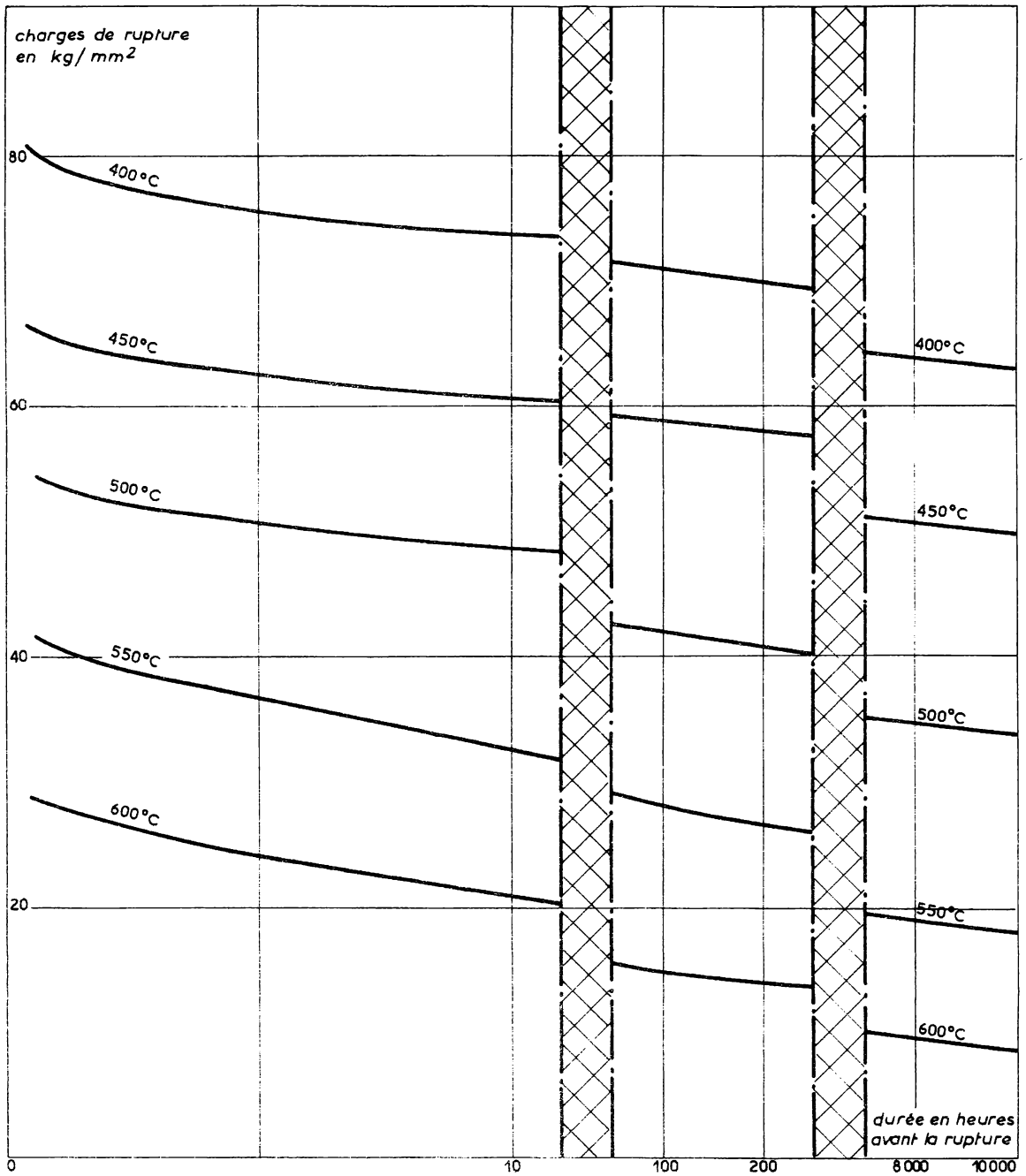


Fig. VIII. 5c. - Acier à soupape d'admission. Rupture sous charge prolongée en fonction de la température.
Allongements à la rupture : 20 % à 50 % pour éprouvette dont $\frac{\ell}{\sqrt{s}} = 5,66$.

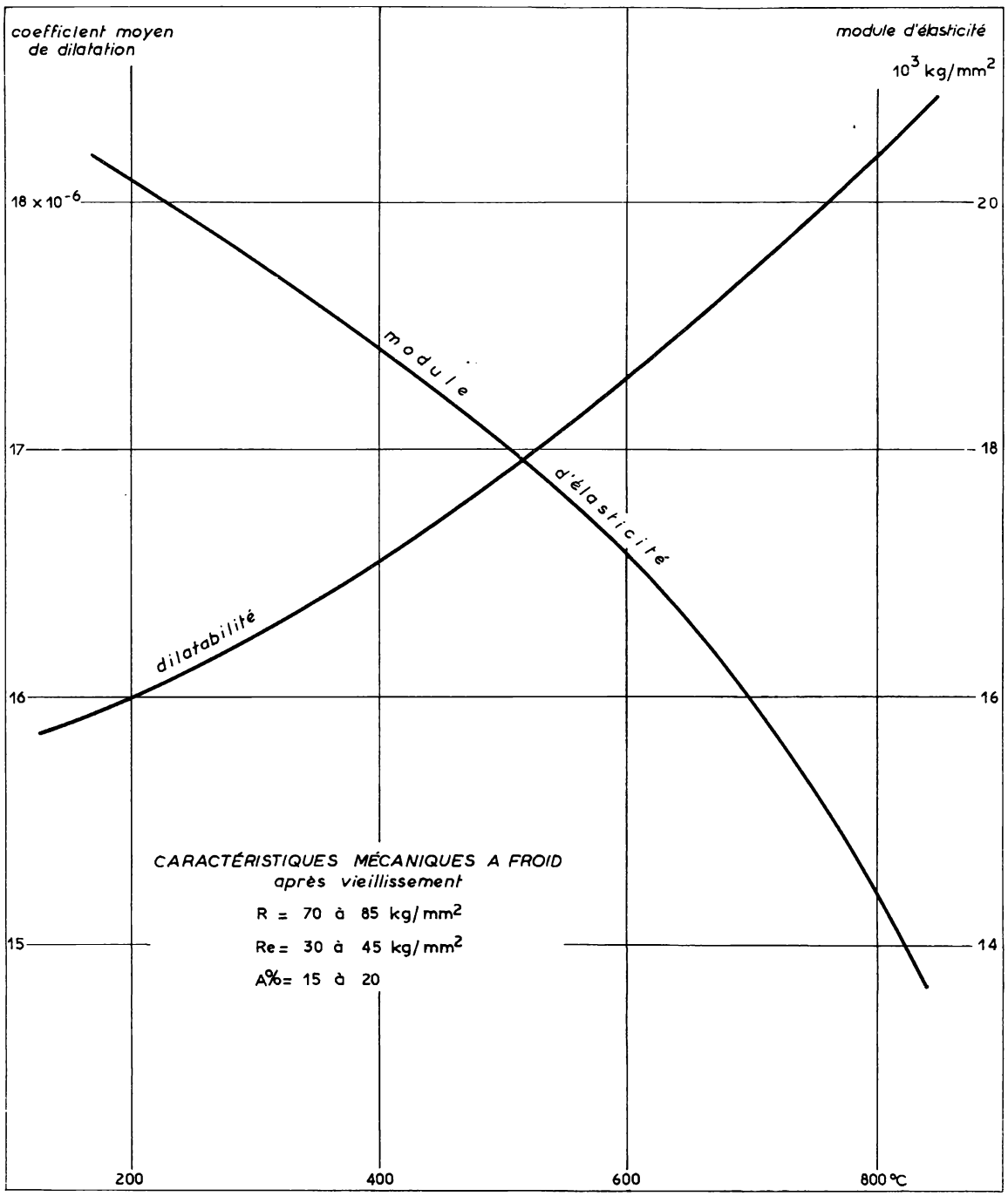


Fig. VIII. 6 a. - Acier pour soupape d'échappement. C 0,4 - 0,6. Si ⩽ 2. Mn ⩽ 2. Cr 10/14. Ni 13/17. Co 8/12. Tu 1,5/3. Mo 2/4. Eléments rares ⩽ 5. (d'après documents Aubert et Duval)

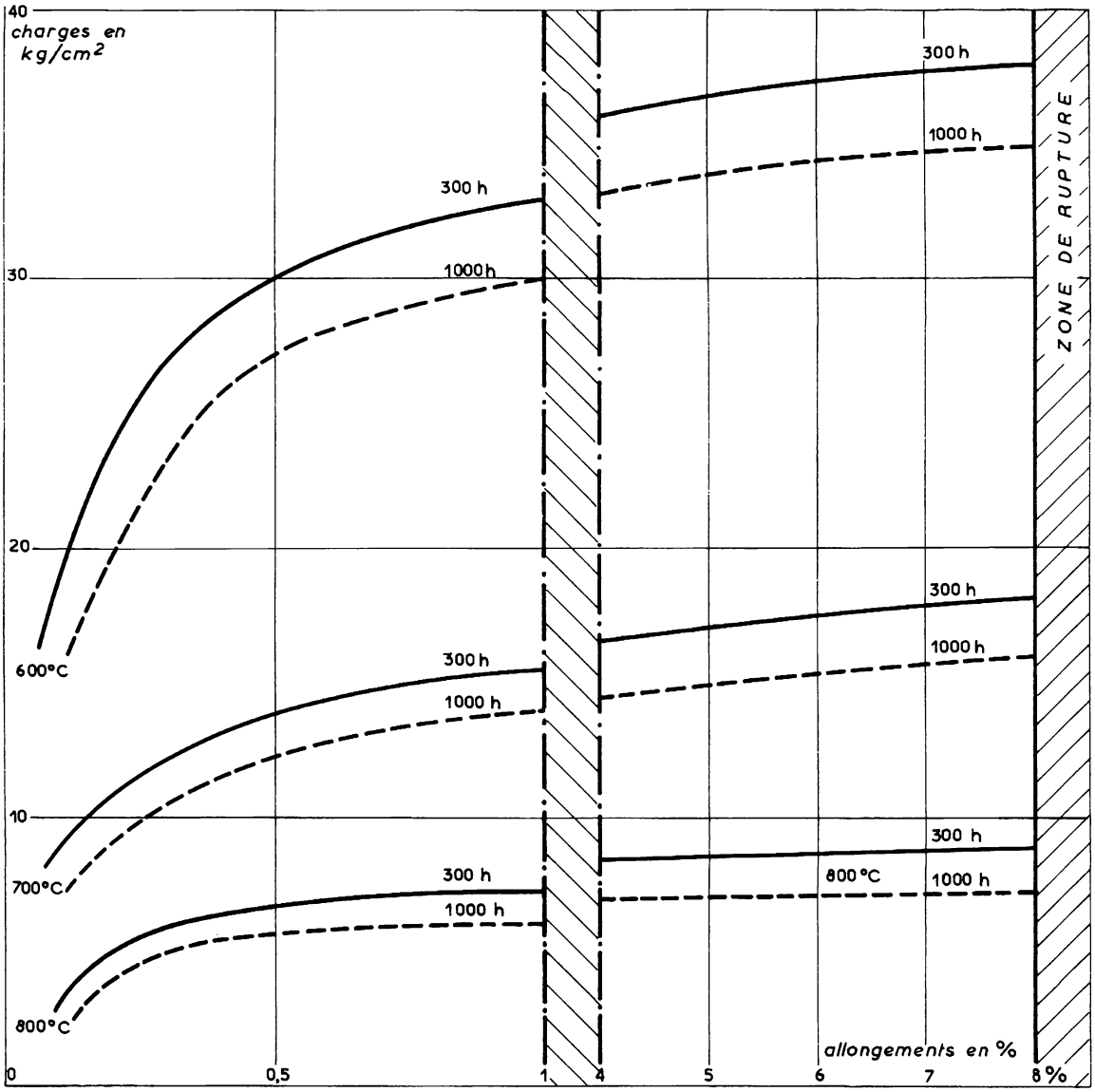


Fig. VIII. 6 b. - Acier pour soupape d'échappement. Fluage à diverses températures.

(d'après documents Aubert et Duval)

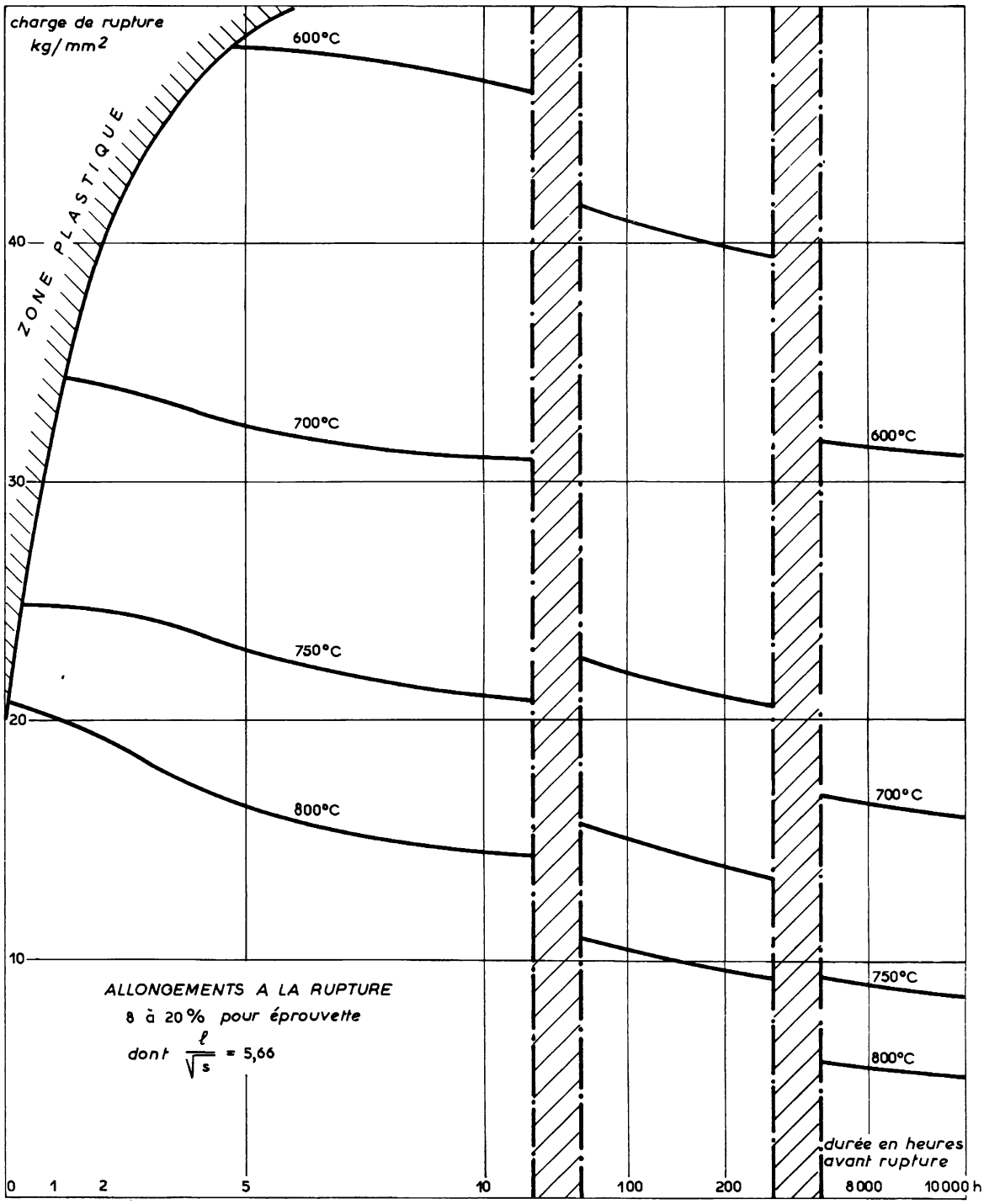


Fig. VIII. 6 c. - Acier pour soupape d'échappement. Rupture sous charge prolongée en fonction de la température.

(d'après documents Aubert et Duval)

a) La résistance mécanique à chaud caractérisant la non-rupture en service ;
b) La résistance sous charge prolongée à chaud caractérisant la non-déformation en service;
c) La dureté à la température de régime caractérisant l'allongement maximal sans deformation permanente ;
d) La résistance au milieu environnant.

Par surcroît, le matériau utilisé doit posséder un bon coefficient de frottement (dans le guide), un fa ble coefficient de dilatation (jeu entre soupape et culbuteur) et un bon coefficient de conductibilité calorifique.

Le chrome est la clef de la rés stance à l'oxydation et à la corrosion des aciers à soupapes.

Tous les aciers à soupapes sont satisfaisants jusqu'à 600°C ; aucun ne l'est pleinement au-dessus de 800°C.

Les aciers destinés aux soupapes d'admission seront donc choisis surtout par des considérations économiques, parmi des aciers martensitiques au Ni - Cr - Mo à 4 % de Ni (nuance 30 NCD 16 autotrempant) ou mieux au Cr - Si - Mo (9 de Cr, 2 de Si et 1 de Mo) acier de nitruration trempé à l'huile à 1 000°C et revenu à 750°C (fig. VIII. 5 a, b et c). Ce dernier acier possède des carac.ér stiques intéressantes jusque vers 600°C, tant au point de vue résistance à l'oxydation qu'au point de vue mécanique. La tige peut en être nitrurée.

Pour les moteurs non suralimentés limités à 6 kg/cm^2 de p.m.e., la soupape d'échappement pourra être choisie dans le même métal.

Pour les soupapes d'échappement des Diesel poussés, il est indispensable de choisir pour la tête un acier à très haute qualité, par exemple un acier austénitique au Ni - Cr - Tu (15 de Ni, 15 de Cr et 3 de Tu) trempé à l'huile à 1 150° sans revenu (fig. VIII. 6 a, b et c). Un tel traitement thermique n'a pas pour objet d'accroître la dureté puisque cet acier est austénitique ; il permet d'augmenter la résistance au fluage, parfois dans des proportions considérables, d'accroître, par exemple, de 3 à 90 heures le temps nécessaire pour obtenir à 750°C un allongement de 1 % sous charge de 10 kg/mm^2 d'un acier à 21 de Ni, 12 de Cr contenant de l'azote. Il importe évidemment que ces traitements ne réduisent pas la dureté ; aussi est-il parfois judicieux d'adopter un compromis.

Toute diminution de caractéristique à chaud se traduit plus souvent par un gauchissement de la tête de soupape que par une rupture

franche ; une soupape ainsi déformée porte mal sur son siège et se détériore rapidement.

Ces aciers austénitiques sont fragiles et ne supportent guère les emballements à vide. De plus leur coefficient de dilatation élevé (18×10^{-6}), leur mauvais coefficient de frottement, leur mauvais coefficient de conductibilité calorifique et leur prix conduisent à choisir une tige en acier de qualité courante, au Cr - Si - Mo par exemple (coefficient de dilatation 12×10^{-6}), les deux parties étant soudées de forge ou électriquement par rapprochement.

La chaleur apportée par la tête de soupape d'échappement doit être évacuée par le siège et par le guide.

Celui-ci, devant résister au frottement à température élevée avec graissage très douteux, sera en fonte spéciale, avec diamètre intérieur qualité 7 ou 8. Dans les cas très difficiles, on pourra adopter des fontes au molybdène.

Le serrage du guide dans la culasse ne devra pas être trop important pour réduire au minimum la contraction de l'alésage ; on pourra adopter des valeurs situées entre $\Phi \times 12\ (\pm 8) . 10^{-4}$ pour $\Phi = 15$ et $\Phi \times 7\ (\pm 4) . 10^{-4}$ pour $\Phi = 40$.

Les jeux entre tige de soupape et guide devront être voisins des suivants :

Diamètre de la tige de soupape (qualité 6 ou 7)	Jeu à l'admission	Jeu à l'échappement
8	0,04 à 0,08	0,04 à 0,08
10	- -	0,05 à 0,10
12	0,05 à 0,10	0,08 à 0,12
16	0,06 à 0,12	0,10 à 0,15
20	0,08 à 0,14	0,12 à 0,18

La longueur du guide de soupape doit être au moins égale à 50 % de la longueur totale de la soupape. Il y a intérêt à ce que la portée de guidage et la chemise d'eau de refroidissement soient voisines de

la tête de soupape dans la mesure où cela n'entraîne pas des difficultés de fonderie risquant de conduire à des distorsions de sièges.

Une usure excessive de la tige peut provenir d'un guide trop tendre. Généralement l'usure est faible lorsque le graissage est suffisant et très peu de matériaux donnent de bons résultats à l'état sec. Du côté admission on sera souvent amené à diminuer le graissage pour éviter l'encrassement des chapelles d'admission ; côté échappement un apport d'huile assez généreux avec le moins de jeu possible entre tige et guide de façon à améliorer les échanges de chaleur peut constituer la meilleure solution. En règle générale tout jeu excessif entre tige et guide gêne les échanges de chaleur entre soupape et eau et facilite la formation de dépôts qui viennent réduire l'efficacité du graissage.

ETUDE DE DETAIL DE LA CULASSE

La culasse, longtemps et intimement en contact avec les gaz de combustion, est la pièce de l'ossature du moteur qui évacue la plus grande quantité de chaleur par unité de surface ; elle risque donc d'être soumise à d'importantes déformations thermiques.

L'intérêt qui s'attache à ce que les températures de culasse soient aussi faibles et homogènes que possible se conjuguent parfaitement au souci d'une température d'air admis au cylindre aussi basse que possible, tant pour le rendement volumétrique de la cylindrée que pour la température du cycle.

Si l'admission de l'air frais produit un refroidissement des soupapes et des chapelles d'admission, par contre les soupapes d'échappement et les pièces voisines de la culasse sont particulièrement chaudes car l'influx thermique s'y opère non seulement durant la combustion et par le fond, mais en outre pendant l'échappement et par l'intérieur que les gaz brûlants lèchent à grande vitesse, transmettant ainsi une considérable quantité de chaleur. Par ailleurs une attention toute particulière doit être apportée aux chambres de combustion séparées car, dans ces pièces, les flux thermiques sont particulièrement élevés.

Contact tête de soupape - culasse

Une soupape ne peut se comporter correctement que sous réserve que, en position fermée, la portée de sa tête dans la culasse soit parfaite.

Si par défaut de concentricité de la tige, de la tête, du guide et du siège le contact soupape-siège n'est pas immédiatement parfait, la soupape ou bien glisse latéralement ou bien se trouve forcée soit par la tension du ressort soit par la pression de combustion ; ces déplacements sous forte pression sont le point de départ d'usure ; celle-ci peut être particulièrement accentuée côté échappement : l'adoption d'un angle au sommet de 90° au lieu de 120°, motivée par des questions de robustesse, concourt à la diminution de l'usure.

Toute déformation ou distorsion du siège conduira à des désordres fonctionnels qui se traduiront, pour le moins, par une usure accentuée de la tête de soupape dont le refroidissement est obéré ; en général la soupape et le siège seront rapidement avariés ; la situation est particulièrement critique du côté échappement.

Le dessin de la culasse devra être étudié pour que le refroidissement au voisinage des sièges maintienne des températures qui ne soient pas excessives compte tenu des métaux en regard et évite toute distorsion du siège. Il est souvent impossible de respecter, côté échappement, le premier de ces impératifs sans faire appel pour les sièges à des matériaux de caractéristiques mécaniques à chaud supérieures à celles de la fonte même à l'état trempé ; il faut donc adopter des sièges rapportés sans postuler pour autant que ce remède constitue une panacée : une solution ou une qualité adéquates à un type de moteur assurant un type de service donné peuvent parfaitement s'avérer totalement inefficaces dans d'autres applications.

Le siège rapporté est mis en place dans la culasse après qu'il ait été refroidi dans l'azote liquide ; il faut donc prévoir dans la culasse une généreuse collerette de maintien du siège. Les sièges montés avec un serrage moyen de 0,3 à 0,4 % de leur diamètre posséderont à la base une épaisseur d'au moins 3 mm; on s'évertuera à utiliser des fontes ou aciers non austénitiques afin que leur dilatation sous l'effet de la température ne provoque pas dans le support une dilatation dépassant la déformation élastique ; faute de quoi le siège se libérerait à froid. On prendra soin d'arrondir l'arête s'emmanchant dans la culasse pour éviter la formation de tout copeau lors de l'emmanchement.

L'adoption de sièges rapportés permet, en outre, de sauver une culasse lorsque le siège a été accidenté ou lorsque, à la suite de plusieurs rectifications, le siège s'est effondré. Enfin la présence de tels sièges offre un intérêt sérieux lorsque l'on veut permettre au moteur d'utiliser des combustibles de qualité inférieure.

DEFAUTS COMMUNS AUX SOUPAPES D'ADMISSION ET D'ECHAPPEMENT

1. Défauts de géométrie

Ces défauts sont en général le fait d'une mauvaise exécution (ou d'une mauvaise révision) ou de l'usure des pièces.

Rappelons qu'il existe néanmoins quelques causes congénitales :

a) Distorsion du siège sous l'effet de tensions mal réparties dans la culasse (goujon mal placé ou mal serré);
b) Distorsion du siège sous l'effet d'un refroidissement inadéquat de la culasse.

2. Tension incorrecte des ressorts de soupape

Si la tension des ressorts est insuffisante, les soupapes n'entrent pas franchement en contact avec leur siège ; à grande vitesse, il se peut même qu'elles rebondissent. Le défaut se traduit souvent par la présence sur les portées et les sièges de particules carbonées provenant de la chambre de combustion.

Si la tension est trop forte, il se produit un martèlement des sièges et portées, sans compter une usure importante des grains de soupapes et de culbuteurs et, parfois, un rayage des poussoirs et des cames.

3. Conditions d'utilisation

a) Contre-pression à l'échappement. Cette contre-pression conduit à une perte de puissance du moteur, donc aggrave les conditions de fonctionnement thermique des soupapes.
b) Entartrage de la culasse.
c) Surcharge ou survitesse du moteur.

AVARIES DE SOUPAPES

a) Les avaries des soupapes d'admission (bien refroidies par l'air aspiré) sont moins fréquentes que celles des soupapes d'échappement et procèdent en général de facteurs absolument différents.

Si, seules, les soupapes d'admission sont atteintes, l'incident est presque toujours dû à l'accumulation de boues dans les carneaux d'admission et sur la soupape au voisinage de la tête. La cause principale de cette anomalie réside dans la quantité d'huile apportée sur

la tige de soupape (soupape en tête) par le graissage sous pression de la culbuterie ; cette huile descend le long de la tige, surtout durant le temps d'aspiration des moteurs non suralimentés et ce d'autant plus aisément que le jeu entre tige et guide est plus grand . Cette huile dépose des résidus pâteux sur les têtes d'abord, sur les parois de la chapelle d'admission ensuite. Il importe donc de diminuer la quantité d'huile amenée par la culbuterie et pour cela de placer un détendeur d'huile à l'amont de la rampe de graissage, parfois même de placer une coupelle "parapluie" sur le haut de la tige de soupape.

Les conséquences de ces dépôts peuvent être très graves : le passage d'air étant réduit, la combustion en est obérée, le piston s'échauffe entraînant le gommage des segments. Par surcroît, la fermeture de la soupape est freinée et peut devenir incomplète ce qui permet aux gaz de combustion de durcir les résidus en question avant de griller la soupape.

b) Les avaries de soupapes d'échappement procèdent de sujétions inhérentes à leur fonction propre : les têtes de ces soupapes sont directement exposées à des gaz dont la température dépasse 600°C ; leur refroidissement, qui constitue une question de vie ou de mort , s'opère :

α) Par le siège.

β) Par la tige.

α) Les portions centrales de la tête sont à une température supérieure à celle des bords, du fait du refroidissement par le siège. Tout défaut de refroidissement (mauvaise portée, mauvais contact ...) entraîne rapidement la défaillance de la soupape. L'une des causes majeures d'une telle avarie est l'insuffisance du jeu à froid entre l'extrémité de la tige de soupape et le culbuteur ; dans ce cas, à chaud, le jeu peut devenir nul empêchant, à partir de cet instant, la fermeture complète de la soupape. Ce défaut d'étanchéité entraîne évidemment pour le côté échappement des avaries encore plus graves que celles enregistrées côté admission. Noter qu'une fermeture incomplète provoque, également , la formation de dépôts entre tête et tige, dépôts souvent considérés comme la cause de la mauvaise fermeture . Il faudra se méfier des moteurs peu bruyants car la réduction du bruit n'est souvent que la conséquence d'un jeu nul.
Il est bon de prévoir un jeu à froid de 0,15 à 0,4 à l'admission et de 0,2 à 0,6 à l'échappement (les valeurs inférieures correspondent à un alésage de 100 ; les valeurs supérieures à un alésage de 300). Il faudra insister sur la nécessité d'une vérification périodique (mais pas trop fréquente) du jeu. Des dispositifs hydrauliques permettent d'ajuster automatiquement ce jeu et de fonctionner sans bruit.

β) Par la tige.- Le jeu entre tige et guide et le contact entre ces deux pièces doivent être corrects ; sinon l'huile, coulant depuis la culbuterie sur la tige, brûle, provoque des dépôts de gommes en haut, de vernis voire de coke en bas obérant la fermeture de la soupape.
Un certain nombre de constructeurs prévoient l'application de guides de soupapes munis, côté tête de soupape, d'un fourreau formant écran refroidisseur de tige, ainsi qu'il est pratiqué sur les moteurs d'automobiles. Cette pratique n'est pas à recommander, surtout si le moteur est destiné à fonctionner à charges variables : en effet, les températures des gaz d'échappement peuvent être alors telles que, à l'intérieur du fourreau, la partie de tige en contact avec les gaz soit à une température inférieure à 350°C, c'est-à-dire à une température éminemment propice à la formation de vernis qui s'accumulent entre tige et guide, freinant ainsi la fermeture de la soupape.

Indiquons enfin que la nature des huiles de graissage ainsi que la nature et l'importance des additifs qu'elles contiennent peuvent n'être pas sans influence sur la nature, la quantité et l'aggressivité des dépôts formés sur les soupapes et leurs sièges.

COLLECTEURS D'ADMISSION ET D'ECHAPPEMENT

La tuyauterie d'admission d'air, calculée pour permettre une vitesse d'air de l'ordre de 25 m/s, devra être établie sans coude brusque. La présence d'un filtre à air est obligatoire ; celui-ci devra être dimensionné d'autant plus largement que son efficacité et la quantité de poussières contenue dans l'air seront plus grandes.

Si en Europe il peut, à la rigueur, suffire de prévoir des filtres à air à mailles assez larges prenant l'air aussi haut que possible, par contre dans les régions désertiques et dans les chantiers de travaux publics il faut des filtres à efficacité supérieure à 99 % pour les poussières de dimensions supérieures à 10 microns, surtout si les poussières sont siliceuses. Si la quantité de poussières est importante, deux étages de filtration sont nécessaires :

1. Un étage dégrossisseur filtrant jusqu'à 40 microns opérant par centrifugation statique (donc occasionnant une perte de charge) ou dynamique (donc nécessitant une puissance disponible) ;
2. Un étage finisseur, filtrant jusqu'à 10 microns (filtre à bain d'huile, à tissu, à mailles métalliques ou en matières plastiques), facilement nettoyable. (Au Sahara, par vent de sable, le poids de pous-

sières par m^3 d'air à quatre mètres de hauteur atteint cinquante grammes de poussières dont les diamètres sont inférieurs à 70 microns.)

Dans tous les cas, le reniflard d'huile sera muni d'un filtre à air efficace, facilement accessible et d'un nettoyage aisé.

Le collecteur d'échappement sera calorifugé et calculé pour une vitesse théorique de 30 m/s. Si sa longueur dépasse 1 m, il sera en deux pièces avec joint de dilatation.

Des silencieux peuvent être placés tant sur l'admission que sur l'échappement. Ils devront être largement dimensionnés pour éviter toute perte de charge supérieure à 50 g/cm^2 (15 g/cm^2 au maxi à l'échappement dans le cas de moteurs suralimentés).

BIBLIOGRAPHIE

BALLERET. Etude sur la technique des soupapes pour moteur d'avion, d'automobile et Diesel. Métaux, octobre 1951.

CERRUTI et PINOLINI. Etude du champ stationnaire des températures dans une soupape d'échappement d'un moteur à carburation. Journal de la S.I.A., octobre 1953.

AYRES. Cinq incidents de fonctionnement des soupapes de moteur Diesel. S.A.E. Journal, septembre 1950. Traduction UTAC n° 50-172.

YOUNG. Causes d'avaries de soupapes. Diesel Power, octobre 1955.

STEINBRUNNER et POLL. Relevé en marche des températures de soupapes. M.T.Z., février 1961.

INSTITUT FRANÇAIS DU PETROLE
1 et 4, avenue de Bois-Préau
RUEIL-MALMAISON (Seine-et-Oise)

Dépôt légal :
3e trimestre 1961

Achevé d'imprimer en juillet 1961
N° d'ordre éditeur : 55

VAN SEVEREN